

(19) 世界知的所有権機関  
国際事務局(43) 国際公開日  
2005 年 9 月 22 日 (22.09.2005)

PCT

(10) 国際公開番号  
WO 2005/088077 A1(51) 国際特許分類: F01C 1/356, 11/00,  
13/04, 21/00, F25B 11/02〒5308323 大阪府大阪市北区中崎西 2 丁目 4 番 1 2 号  
梅田センタービル Osaka (JP).

(21) 国際出願番号: PCT/JP2005/003792

(72) 発明者; および

(22) 国際出願日: 2005 年 3 月 4 日 (04.03.2005)

(75) 発明者/出願人 (米国についてのみ): 岡本 昌和  
(OKAMOTO, Masakazu) [JP/JP]; 〒5918511 大阪府  
堺市金岡町 1 3 0 4 番地 ダイキン工業株式会社  
堺製作所 金岡工場内 Osaka (JP). 森脇 道雄 (MORI-  
WAKI, Michio) [JP/JP]; 〒5918511 大阪府堺市金岡町  
1 3 0 4 番地 ダイキン工業株式会社 堺製作所 金  
岡工場内 Osaka (JP). 熊倉 英二 (KUMAKURA, Eiji)  
[JP/JP]; 〒5918511 大阪府堺市金岡町 1 3 0 4 番地 ダ  
イキン工業株式会社 堺製作所 金岡工場内 Osaka (JP).  
岡本 哲也 (OKAMOTO, Tetsuya) [JP/JP]; 〒5918511  
大阪府堺市金岡町 1 3 0 4 番地 ダイキン工業株  
式会社 堺製作所 金岡工場内 Osaka (JP). 鉾谷 克己  
(SAKITANI, Katsumi) [JP/JP]; 〒5918511 大阪府堺市

(25) 国際出願の言語: 日本語

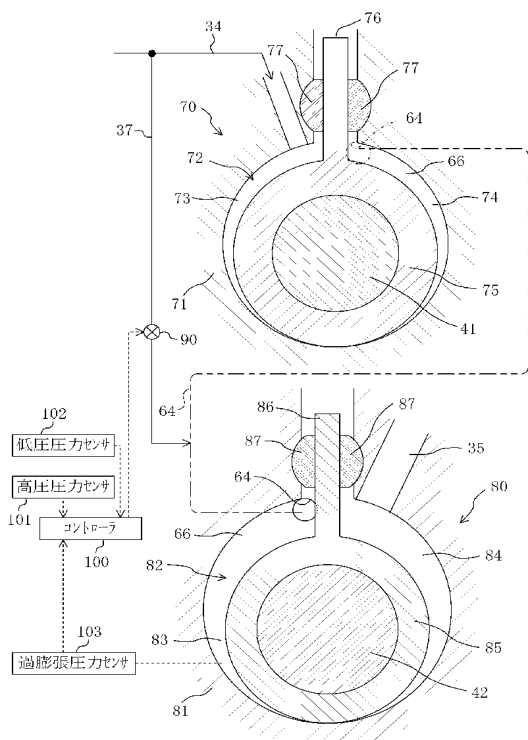
(26) 国際公開の言語: 日本語

(30) 優先権データ:  
特願2004-067315 2004 年 3 月 10 日 (10.03.2004) JP(71) 出願人 (米国を除く全ての指定国について): ダイキン  
工業株式会社 (DAIKIN INDUSTRIES, LTD.) [JP/JP];

[続葉有]

(54) Title: ROTARY TYPE EXPANSION MACHINE

(54) 発明の名称: ロータリ式膨張機

100... CONTROLLER  
101... HIGH PRESSURE SENSOR  
102... LOW PRESSURE SENSOR  
103... OVEREXPANSION PRESSURE SENSOR

(57) Abstract: A rotary type expansion machine (60) is provided with two rotary mechanisms (70, 80). The first rotary mechanism (70) has a displacement volume smaller than that of the second rotary mechanism (80). The first low pressure chamber (74) of the first rotary mechanism (70) and the second high pressure chamber (83) of the second rotary mechanism (80) are connected by a communication passage (64) to constitute a single expansion chamber (66). A high pressure refrigerant introduced into the first rotary mechanism (70) expands in the expansion chamber (66). The communication passage (64) has an injection passage (37) connected thereto. When a solenoid valve (90) is opened, the high pressure refrigerant is introduced into the expansion chamber (66) also from the injection passage (37). Thereby, a lowering of power recovery efficiency is suppressed even under conditions where the actual expansion ratio is smaller than the designed expansion ratio.

(57) 要約: ロータリ式膨張機 (60) に 2 つのロータリ機構部 (70, 80) を設ける。第 1 ロータリ機構部 (70) は、第 2 ロータリ機構部 (80) よりも押しのけ容積が小さくなっている。第 1 ロータリ機構部 (70) の第 1 低圧室 (74) と第 2 ロータリ機構部 (80) の第 2 高圧室 (83) とは、連通路 (64) で接続されて 1 つの膨張室 (66) を構成する。第 1 ロータリ機構部 (70) へ導入された高圧冷媒は、膨張室 (66) 内で膨張する。連通路 (64) には、インジェクション通路 (37) が接続される。電動弁 (90) を開くと、インジェクション通路 (37) から膨張室 (66) へ高圧冷媒が導入される。それによって、実際の膨張比が設計膨張比よりも小さくなる条件でも、動力回収の効率低下が抑えられる。



金岡町 1 3 0 4 番地 ダイキン工業株式会社 堺製作  
所 金岡工場内 Osaka (JP).

(74) 代理人: 前田 弘, 外(MAEDA, Hiroshi et al.); 〒  
5410053 大阪府大阪市中央区本町 2 丁目 5 番 7 号  
大阪丸紅ビル Osaka (JP).

(81) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の国内保護が  
可能): AE, AG, AL, AM, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BR,  
BW, BY, BZ, CA, CH, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM,  
DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, HR, HU,  
ID, IL, IN, IS, KE, KG, KP, KR, KZ, LC, LK, LR, LS, LT,  
LU, LV, MA, MD, MG, MK, MN, MW, MX, MZ, NA, NI,  
NO, NZ, OM, PG, PH, PL, PT, RO, RU, SC, SD, SE, SG,  
SK, SL, SM, SY, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US,  
UZ, VC, VN, YU, ZA, ZM, ZW.

(84) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の広域保護  
が可能): ARIPO (BW, GH, GM, KE, LS, MW, MZ, NA,  
SD, SL, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), ユーラシア (AM, AZ,  
BY, KG, KZ, MD, RU, TJ, TM), ヨーロッパ (AT, BE,  
BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HU,  
IE, IS, IT, LT, LU, MC, NL, PL, PT, RO, SE, SI, SK, TR),  
OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, ML,  
MR, NE, SN, TD, TG).

添付公開書類:

— 国際調査報告書

2 文字コード及び他の略語については、定期発行される  
各 PCT ガゼットの巻頭に掲載されている「コードと略語  
のガイダンスノート」を参照。

## 明 細 書

### ロータリ式膨張機

### 技術分野

[0001] 本発明は、高圧流体の膨張によって動力を発生させる膨張機に関する。

### 背景技術

[0002] 従来より、高圧流体の膨張により動力を発生させる膨張機として、例えばロータリ式膨張機などの容積型膨張機が知られている(例えば特許文献1参照)。この膨張機は、蒸気圧縮式冷凍サイクルの膨張行程を行うのに用いることができる(例えば特許文献2参照)。

[0003] 上記膨張機は、シリンダと、このシリンダの内周面に沿って公転するピストンとを備え、シリンダとピストンとの間に形成される膨張室が吸入／膨張側と排出側とに区画されている。そして、ピストンの公転動作に伴って、膨張室は吸入／膨張側であった部分が排出側に、排出側であった部分が吸入／膨張側に順に切り換わり、高圧流体の吸入／膨張作用と排出作用とが同時に並行して行われる。

[0004] 上記膨張機では、ピストンの1回転中に高圧流体がシリンダ内に供給される吸入過程の角度範囲と、流体の膨張が行われる膨張過程の角度範囲が予め定められている。つまり、この種の膨張機では、一般に膨張比(吸入冷媒と排出冷媒の密度比)が一定になっている。そして、吸入過程の角度範囲で高圧流体をシリンダに導入する一方、残った膨張過程の角度範囲で流体を定められた膨張比で膨張させ、回転動力を回収するようになっている。

特許文献1:特開平8-338356号公報

特許文献2:特開2001-116371号公報

### 発明の開示

### 発明が解決しようとする課題

[0005] このように、容積型膨張機は固有の膨張比を有している。一方、上記膨張機が用いられる蒸気圧縮式冷凍サイクルでは、冷却対象の温度変化や放熱(加熱)対象の温度変化により該冷凍サイクルの高圧圧力と低圧圧力が変化する。そして、高圧圧力と

低圧圧力の比(圧力比)も変動し、それに伴って膨張機の吸入冷媒と排出冷媒の密度もそれぞれ変動する。従って、この場合は、冷凍サイクルが上記膨張機とは異なる膨張比で運転されることになり、その結果、運転効率が低下してしまう。

- [0006] 例えば、蒸気圧縮式冷凍サイクルの圧力比が小さくなる条件では、圧縮機の入口における冷媒密度と膨張機の入口における冷媒密度の比が小さくなる。ところが、圧縮機と膨張機が共に容積型の流体機械あって互いに1本の軸で連結されている場合、圧縮機を通過する冷媒の体積流量と膨張機を通過する冷媒の体積流量との比は、常に一定で変化しない。このため、蒸気圧縮式冷凍サイクルの圧力比が小さくなると、圧縮機を通過する冷媒の質量流量に対して膨張機を通過する冷媒の質量流量が相対的に過小となり、適切な条件で冷凍サイクルを行うことができなくなる。
- [0007] これに対し、上記特許文献2の装置では、膨張機と並列にバイパス通路が設けられており、このバイパス通路には流量制御弁が設けられている。そして、蒸気圧縮式冷凍サイクルの圧力比が小さくなる条件では、膨張機へ送られてきた冷媒の一部をバイパス通路へ流し、膨張機とバイパス通路の両方で冷媒を流すようにしている。しかし、このようにすると、膨張機を通らずにバイパス通路を流れる冷媒が膨張仕事をしないために、膨張機による回収動力が減ってしまい、運転効率が低下することになる。
- [0008] また、設計膨張比よりも低膨張比の条件では、膨張室内で過膨張が発生し、これにより効率が低下する問題もある。この問題点について説明する。
- [0009] 一般に、膨張機は、設計膨張比で運転動作が行われているときに最大限の動力回収効率が得られるように構成されている。図8は、高圧圧力が超臨界圧力となる二酸化炭素冷媒の場合の理想的な運転条件での膨張室の容積変化と圧力変化との関係を示すグラフである。図示するように、非圧縮性流体に近い特性の高圧流体は点aから点bまでの間に膨張室(66)内に供給され、点bから膨張を開始する。点bを過ぎると超臨界状態から飽和状態になるまで圧力が点cまで急激に下がり、その後は膨張しながら点dまで緩やかに圧力が低下する。そして、点dで膨張室のシリンダ容積が最大になった後、排出側になって容積が縮小すると点eまで排出される。その後は点aに戻り、次のサイクルの吸入過程が開始される。この図の状態では、点dの圧力は冷凍サイクルの低圧圧力と一致している。

[0010] 一方、上記膨張機を空調機に用いている場合には、上述したように、冷房運転と暖房運転の切り換えや外気温度の変化などの運転条件の変動により、冷凍サイクルの実際の膨張比が該サイクルの設計膨張比ないし膨張機の固有膨張比を外れることがある。特に、冷凍サイクルの実際の膨張比が設計膨張比よりも小さくなると、膨張室の内圧が冷凍サイクルの低圧圧力よりも低くなり、いわゆる過膨張の状態に陥ってしまう。

[0011] 図9はこのときの膨張室の容積変化と圧力変化との関係を示すグラフであり、冷凍サイクルの低圧圧力が図8の例よりも上昇した状態を示している。この場合、流体は点aから点bまでの間でシリンダ内に供給された後、膨張機の固有膨張比に従って点dまで圧力が低下する。一方、冷凍サイクルの低圧圧力は点dよりも高い点d'になっている。したがって、膨張過程の完了後、排出過程において冷媒が点dから点d'まで昇圧され、さらに点e'まで排出されて、次のサイクルの吸入過程が開始されることになる。

[0012] このような状況では、膨張機から冷媒を排出するために動力が消費されることになる。具体的には、図9の(面積Y)で表される分の動力が、冷媒を排出するために消費される。このため、過膨張の状態に陥った場合、膨張機で回収できるのは図9における(面積X)から(面積Y)を差し引いた動力になってしまい、図8の運転条件と比べて回収動力が大幅に減少してしまう。

[0013] 本発明は、かかる点に鑑みてなされたものであり、その目的とするところは、膨張比が小さくなる条件でも膨張機での動力回収を行えるようにするとともに、過膨張を解消できるようにして、運転効率が低下するのを防止することである。

#### 課題を解決するための手段

[0014] 第1の発明は、両端が閉塞されたシリンダ(71,81)、上記各シリンダ(71,81)内に流体室(72,82)を形成するためのピストン(75,85)、及び上記流体室(72,82)を高圧側の高圧室(73,83)と低圧側の低圧室(74,84)に仕切るためのブレード(76,86)がそれぞれに設けられた複数のロータリ機構部(70,80)と、上記各ロータリ機構部(70,80)のピストン(75,85)と係合する1本の回転軸(40)とを備え、供給された高圧流体の膨張によって動力を発生させるロータリ式膨張機を対象としている。そして、上記複数のロー

タリ機構部(70,80)は、それぞれの押しのけ容積が互いに相違していて押しのけ容積の小さいものから順に直列接続され、上記複数のロータリ機構部(70,80)のうち互いに接続された2つでは、前段側のロータリ機構部(70)の低圧室(74)と後段側のロータリ機構部(80)の高圧室(83)とが互いに連通して1つの膨張室(66)を形成する一方、上記高圧流体の一部を膨張過程の上記膨張室(66)へ導くためのインジェクション通路(37)と、上記インジェクション通路(37)に設けられた流通制御機構とを備えるものである。

[0015] 第2の発明は、上記第1の発明において、各ロータリ機構部(70,80)のシリンダ(71,81)は、それぞれの間に中間プレート(63)が挟まれた状態で積層され、上記各中間プレート(63)には、隣り合った2つのロータリ機構部(70,80)のうち前段側のロータリ機構部(70)の低圧室(74)と後段側のロータリ機構部(80)の高圧室(83)とを連通させるための連通路(64)が形成される一方、インジェクション通路(37)は、上記中間プレート(63)に形成されて終端が上記連通路(64)に開口しているものである。

[0016] 第3の発明は、上記第1の発明において、インジェクション通路(37)は、複数のロータリ機構部(70,80)のうち押しのけ容積が最小でないものの高圧室(83)に終端が開口しているものである。

[0017] 第4の発明は、上記第1、第2又は第3の発明において、流通制御機構は、開度調節可能な調節弁(90)によって構成されるものである。

[0018] 第5の発明は、上記第1、第2又は第3の発明において、流通制御機構は、開閉可能な電磁弁(91)によって構成されるものである。

[0019] 第6の発明は、上記第1、第2又は第3の発明において、流通制御機構は、膨張室(66)内の流体と押しのけ容積が最大のロータリ機構部(80)から流出した流体の圧力差に応じて開度が増減する差圧弁(92)によって構成されるものである。

[0020] 第7の発明は、上記第1～第6間での何れか1つの発明において、押しのけ容積が最小のロータリ機構部(70)の高圧室(73)へ導入される流体は、臨界圧力以上の二酸化炭素であるものである。

[0021] ー作用ー

上記第1の発明では、押しのけ容積が互いに相違する複数のロータリ機構部(

70,80)がロータリ式膨張機(60)に設けられる。これら複数のロータリ機構部(70,80)は、押しのけ容積の小さいものから大きいものへ順に直列接続される。つまり、押しのけ容積の小さい前段側のロータリ機構部(70)の流出側は、押しのけ容積の大きい後段側のロータリ機構部(80)の流入側に接続される。

[0022] この発明のロータリ式膨張機(60)において、高圧流体は、最初に押しのけ容積が最小のロータリ機構部(70)の高圧室(73)へ導入される。高圧流体は、この流体室(72)の容積が最大となるまで流入し続ける。続いて、高圧流体で満たされた流体室(72)は、低圧側の低圧室(74)となって押しのけ容積の大きな後段側のロータリ機構部(80)の高圧室(83)と連通する。この低圧室(74)内の流体は、後段側のロータリ機構部(80)の高圧室(83)へ流入しつつ膨張する。流体は、このような膨張を順次繰り返す、最終的に押しのけ容積が最大のロータリ機構部(80)から送り出される。そして、このような流体の膨張によって、ロータリ式膨張機(60)の回転軸(40)が駆動される。

[0023] この発明のロータリ式膨張機(60)において、要求される膨張比が固有膨張比と一致しているときには、インジェクション通路(37)における流体の流通を流通制御機構によって遮断する。このときは、設計膨張比で運転が行われるため、膨張機での動力回収が効率よく行われる。

[0024] 一方、運転条件の変化に伴って実際の膨張比が設計膨張比よりも小さくなると、インジェクション通路(37)における流体の高圧流通を流通制御機構によって許容し、内部で流体が膨張しつつある膨張室(66)、即ち膨張過程の膨張室(66)に対してインジェクション通路(37)から高圧流体を供給する。このため、ロータリ式膨張機(60)の回転速度が一定であっても、インジェクション通路(37)での冷媒流量を調節することで、ロータリ式膨張機(60)から流出する冷媒の質量流量が変化する。また、このロータリ式膨張機(60)では、インジェクション通路(37)を通じて膨張室(66)へ導入された流体からも動力回収が行われる。

[0025] また、この発明では、インジェクション通路(37)を通じて膨張室へ流体を導入することによって、過膨張が回避される。つまり、膨張室(66)内の圧力が流体流出側よりも低くなると、過膨張に陥っていることになる。これに対し、インジェクション通路(37)から膨張室(66)へ高圧流体を補助的に導入すれば、膨張室(66)の圧力を流体流出

側の圧力まで高まる。このため、過膨張によって図9の(面積Y)に示した動力が消費されなくなり、図10や図14に示すように、冷媒が膨張過程において点d'まで徐々に膨張する運転状態になる。

- [0026] 上記第2の発明では、中間プレート(63)に連通路(64)が形成される。1つの膨張室(66)を形成する前段側のロータリ機構部(70)の低圧室(74)と後段側のロータリ機構部(80)の高圧室(83)とは、この連通路(64)を介して互いに接続される。また、この発明では、中間プレート(63)にインジェクション通路(37)が形成される。このインジェクション通路(37)は、その終端が連通路(64)に開口している。インジェクション通路(37)を通じて供給される流体は、先ず連通路(64)へ流入し、その後に後段側のロータリ機構部(80)の高圧室(83)へ流れ込んでゆく。
- [0027] 上記第3の発明では、押しのけ容積が最小ではないロータリ機構部(80)、即ち最前段を除く何れか1つ又は複数のロータリ機構部(80)の高圧室(83)に、インジェクション通路(37)の終端が開口している。インジェクション通路(37)を通じて供給される流体は、この高圧室(83)へ直接送り込まれる。
- [0028] 上記第4の発明では、流量制御機構が調節弁(90)によって構成される。この調節弁(90)の開度を変更すると、インジェクション通路(37)から膨張室(66)への流体の供給量が変化する。また、調節弁(90)を全閉にすると、インジェクション通路(37)における流体の流通が遮断される。
- [0029] 上記第5の発明では、流量制御機構が電磁弁(91)によって構成される。この電磁弁(91)を開くとインジェクション通路(37)から膨張室(66)へ流体が供給され、電磁弁(91)を閉じるとインジェクション通路(37)から膨張室(66)への流体の供給が停止される。また、電磁弁(91)を開閉する時間間隔を調節すれば、インジェクション通路(37)から膨張室(66)への流体の供給量が変化する。
- [0030] 上記第6の発明では、流量制御機構が差圧弁(92)によって構成される。この差圧弁(92)は、膨張室(66)内の流体と最後段のロータリ機構部(80)から流出した流体の圧力差に応じて開度に変化する。そして、差圧弁(92)の開度が変わると、それに伴ってインジェクション通路(37)における流体の流量が変化する。つまり、インジェクション通路(37)から膨張室(66)への流体の供給量は、膨張室(66)内の流体と最後



段のロータリ機構部(80)から流出した流体の圧力差に対応して調節される。

- [0031] 上記第7の発明において、複数のロータリ機構部(70,80)のうち押しのけ容積が最小のものでは、その高圧室(73)へ二酸化炭素( $\text{CO}_2$ )が送り込まれる。この高圧室(73)へ導入される二酸化炭素の圧力は、二酸化炭素の臨界圧力以上となっている。そして、この高圧室(73)へ流入した二酸化炭素は、直列接続された複数のロータリ機構部(70,80)を順次通過しながら膨張する。

### 発明の効果

- [0032] 本発明によれば、膨張過程の膨張室(66)に対してインジェクション通路(37)から高圧流体を補助的に導入することができる。このため、従来であれば膨張機を高圧流体の一部がバイパスせざるを得なかった運転条件においても、供給された高圧流体の全てを膨張室(66)へ導入することができる。この結果、ロータリ式膨張機(60)へ供給される高圧流体の全てから動力を回収することが可能となり、ロータリ式膨張機(60)の動力回収効率を向上させることができる。
- [0033] また、本発明によれば、従来であれば過膨張を避けられなかった運転条件においても、膨張過程の膨張室(66)へインジェクション通路(37)から高圧流体を補助的に導入することによって、過膨張に陥るのを回避できる。このため、過膨張によって図9の(面積Y)に示した動力が消費されることがなくなり、図10や図14に示すように動力回収を確実に行うことができる。このように、本発明によれば、従来であれば過膨張が発生していた運転条件においても、高圧流体から回収できる動力を増大させることができる。
- [0034] また、本発明のロータリ式膨張機(60)において、供給された高圧流体は、最初に押しのけ容積が最小のロータリ機構部(70)の高圧室(73)へ導入される。そして、この高圧室(73)へ向かう流体の流速は、高圧室(73)の容積変化割合に対応して緩やかに増減する。このため、本発明のロータリ式膨張機(60)では、高圧室(73)へ向かう流体の流速変化が緩やかとなり、導入される流体の急峻な圧力変動を防止できる。従って、本発明によれば、ロータリ式膨張機(60)へ導入される流体の脈動を緩和でき、それに伴う振動や騒音を大幅に低減してロータリ式膨張機(60)の信頼性を向上させることができる。

- [0035] 上記第2の発明では、中間プレート(63)の連通路(64)にインジェクション通路(37)を接続している。このため、各シリンダ(71,81)でのピストン(75,85)の位置に拘わらずインジェクション通路(37)を常に膨張室(66)と連通させることができ、膨張室(66)内における流体の膨張が始まってから終わるまで、即ち膨張過程の全期間に亘ってインジェクション通路(37)から膨張室(66)へ流体を送り込むことが可能となる。
- [0036] 上記第4の発明によれば、流量制御機構を開度調節可能な調節弁(90)で構成しているため、インジェクション通路(37)から膨張室(66)への流体の供給量を比較的自由に設定することが可能となる。このため、インジェクション通路(37)から膨張室(66)へ適切な量の流体を送り込むことができ、ロータリ式膨張機(60)の動力回収効率を確実に向上させることができる。
- [0037] 上記第6の発明において、流量制御機構を構成する差圧弁(92)は、膨張室(66)内の流体と最後段のロータリ機構部(80)から流出した流体の圧力差に応じて開度が変わる。ここで、膨張室(66)内で過膨張が生じると、膨張室(66)内の流体の圧力は、最後段のロータリ機構部(80)から流出した流体の圧力よりも低くなる。このため、膨張室(66)内の流体の圧力が最後段のロータリ機構部(80)から流出した流体の圧力に対して低下するにつれて開度が増大するように差圧弁(92)を構成すれば、インジェクション通路(37)から膨張室(66)への流体の供給量を差圧弁(92)によって自動的に調節することが可能となる。従って、この発明によれば、差圧弁(92)に対する特別な開度制御を行わなくても、インジェクション通路(37)から膨張室(66)への流体の供給量を最適化できる。

#### 図面の簡単な説明

- [0038] [図1]図1は、実施形態1における空調機の配管系統図である。
- [図2]図2は、実施形態1における圧縮・膨張ユニットの概略断面図である。
- [図3]図3は、実施形態1における膨張機構部の要部拡大図である。
- [図4]図4は、実施形態1における膨張機構部の各ロータリ機構部を個別に図示した断面図である。
- [図5]図5は、実施形態1の膨張機構部におけるシャフトの回転角90° 毎の各ロータリ機構部の状態を示す断面図である。

[図6]図6は、実施形態1の膨張機構部におけるシャフトの回転角と膨張室等の容積及び膨張室の内圧との関係を示す関係図である。

[図7]図7(A)は実施形態1の膨張機構部についてのシャフトの回転角と流体の流入流速との関係を示す関係図であり、図7(B)は従来のロータリ式膨張機についてのシャフトの回転角と流体の流入流速との関係を示す関係図である。

[図8]図8は、設計圧力での運転条件での膨張室等の容積と圧力との関係を示すグラフである。

[図9]図9は、従来の膨張機における低膨張比条件での膨張室等の容積と圧力との関係を示すグラフである。

[図10]図10は、実施形態1の膨張機構部における低膨張比対策時の膨張室等の容積と圧力との関係を示すグラフである。

[図11]図11は、実施形態2における膨張機構部の各ロータリ機構部を個別に図示した断面図である。

[図12]図12は、実施形態3における膨張機構部の各ロータリ機構部を個別に図示した断面図である。

[図13]図13(A)は弁体が閉鎖位置にある状態の差圧弁を示す概略断面図であり、図13(B)は弁体が開放位置にある状態の差圧弁を示す概略断面図である。

[図14]図14は、実施形態3の膨張機構部における低膨張比対策時の膨張室等の容積と圧力との関係を示す第2のグラフである。

[図15]図15は、その他の実施形態における膨張機構部の各ロータリ機構部を個別に図示した断面図である。

## 符号の説明

- [0039] 37 インジェクション通路
- 40 シャフト(回転軸)
- 63 中間プレート
- 64 連通路
- 66 膨張室
- 70 第1ロータリ機構部

- 71 第1シリンダ
- 72 第1流体室
- 73 第1高圧室
- 74 第1低圧室
- 75 第1ピストン
- 76 第1ブレード
- 80 第2ロータリ機構部
- 81 第2シリンダ
- 82 第2流体室
- 83 第2高圧室
- 84 第2低圧室
- 85 第2ピストン
- 86 第2ブレード
- 90 電動弁(流通制御機構、調節弁)
- 91 電磁弁(流通制御機構)
- 92 差圧弁(流通制御機構)

### 発明を実施するための最良の形態

[0040] 以下、本発明の実施形態を図面に基づいて詳細に説明する。

[0041] 《発明の実施形態1》

本発明の実施形態1について説明する。本実施形態の空調機(10)は、本発明に係るロータリ式膨張機を備えている。

[0042] 〈空調機の全体構成〉

図1に示すように、上記空調機(10)は、いわゆるセパレート型のものであって、室外機(11)と室内機(13)とを備えている。室外機(11)には、室外ファン(12)、室外熱交換器(23)、第1四路切換弁(21)、第2四路切換弁(22)、及び圧縮・膨張ユニット(30)が収納されている。室内機(13)には、室内ファン(14)及び室内熱交換器(24)が収納されている。室外機(11)は屋外に設置され、室内機(13)は屋内に設置されている。また、室外機(11)と室内機(13)とは、一対の連絡配管(15,16)で接続されている。

尚、圧縮・膨張ユニット(30)の詳細は後述する。

[0043] 上記空調機(10)には、冷媒回路(20)が設けられている。この冷媒回路(20)は、圧縮・膨張ユニット(30)や室内熱交換器(24)などが接続された閉回路である。また、この冷媒回路(20)には、冷媒として二酸化炭素( $\text{CO}_2$ )が充填されている。

[0044] 上記室外熱交換器(23)と室内熱交換器(24)とは、何れもクロスフィン型のフィン・アンド・チューブ熱交換器で構成されている。室外熱交換器(23)では、冷媒回路(20)を循環する冷媒が室外空気と熱交換する。室内熱交換器(24)では、冷媒回路(20)を循環する冷媒が室内空気と熱交換する。

[0045] 上記第1四路切換弁(21)は、4つのポートを備えている。この第1四路切換弁(21)は、その第1のポートが圧縮・膨張ユニット(30)の吐出管(36)に、第2のポートが連絡配管(15)を介して室内熱交換器(24)の一端に、第3のポートが室外熱交換器(23)の一端に、第4のポートが圧縮・膨張ユニット(30)の吸入ポート(32)にそれぞれ接続されている。そして、第1四路切換弁(21)は、第1のポートと第2のポートとが連通し且つ第3のポートと第4のポートとが連通する状態(図1に実線で示す状態)と、第1のポートと第3のポートとが連通し且つ第2のポートと第4のポートとが連通する状態(図1に破線で示す状態)とに切り換わる。

[0046] 上記第2四路切換弁(22)は、4つのポートを備えている。この第2四路切換弁(22)は、その第1のポートが圧縮・膨張ユニット(30)の流出ポート(35)に、第2のポートが室外熱交換器(23)の他端に、第3のポートが連絡配管(16)を介して室内熱交換器(24)の他端に、第4のポートが圧縮・膨張ユニット(30)の流入ポート(34)及びインジェクション通路(37)にそれぞれ接続されている。そして、第2四路切換弁(22)は、第1のポートと第2のポートとが連通し且つ第3のポートと第4のポートとが連通する状態(図1に実線で示す状態)と、第1のポートと第3のポートとが連通し且つ第2のポートと第4のポートとが連通する状態(図1に破線で示す状態)とに切り換わる。

[0047] 〈圧縮・膨張ユニットの構成〉

図2に示すように、圧縮・膨張ユニット(30)は、縦長で円筒形の密閉容器であるケーシング(31)を備えている。このケーシング(31)の内部には、下から上に向かって順に、圧縮機構部(50)と、電動機(45)と、膨張機構部(60)とが配置されている。

- [0048] 上記ケーシング(31)には、吐出管(36)が取り付けられている。この吐出管(36)は、電動機(45)と膨張機構部(60)の間に配置され、ケーシング(31)の内部空間に連通している。
- [0049] 上記電動機(45)は、ケーシング(31)の長手方向の中央部に配置されている。この電動機(45)は、ステータ(46)とロータ(47)とにより構成されている。ステータ(46)は、上記ケーシング(31)に固定されている。ロータ(47)は、ステータ(46)の内側に配置されている。また、ロータ(47)には、該ロータ(47)と同軸にシャフト(40)の主軸部(44)が貫通している。
- [0050] 上記シャフト(40)は、回転軸を構成している。このシャフト(40)では、その下端側に2つの下側偏心部(58,59)が形成され、その上端側に2つの大径偏心部(41,42)が形成されている。
- [0051] 2つの下側偏心部(58,59)は、主軸部(44)よりも大径に形成されており、下側のものが第1下側偏心部(58)を、上側のものが第2下側偏心部(59)をそれぞれ構成している。第1下側偏心部(58)と第2下側偏心部(59)とでは、主軸部(44)の軸心に対する偏心方向が逆になっている。
- [0052] 2つの大径偏心部(41,42)は、主軸部(44)よりも大径に形成されており、下側のものが第1大径偏心部(41)を構成し、上側のものが第2大径偏心部(42)を構成している。第1大径偏心部(41)と第2大径偏心部(42)とは、何れも同じ方向へ偏心している。第2大径偏心部(42)の外径は、第1大径偏心部(41)の外径よりも大きくなっている。また、主軸部(44)の軸心に対する偏心量は、第2大径偏心部(42)の方が第1大径偏心部(41)よりも大きくなっている。
- [0053] 圧縮機構部(50)は、揺動ピストン型のロータリ圧縮機を構成している。この圧縮機構部(50)は、シリンダ(51,52)とピストン(57)を2つずつ備えている。圧縮機構部(50)では、下から上へ向かって順に、リアヘッド(55)と、第1シリンダ(51)と、中間プレート(56)と、第2シリンダ(52)と、フロントヘッド(54)とが積層された状態となっている。
- [0054] 第1及び第2シリンダ(51,52)の内部には、円筒状のピストン(57)が1つずつ配置されている。図示しないが、ピストン(57)の側面には平板状のブレードが突設されており、このブレードは揺動ブッシュを介してシリンダ(51,52)に支持されている。第1シリン

ダ(51)内のピストン(57)は、シャフト(40)の第1下側偏心部(58)と係合する。一方、第2シリンダ(52)内のピストン(57)は、シャフト(40)の第2下側偏心部(59)と係合する。各ピストン(57,57)は、その内周面が下側偏心部(58,59)の外周面と摺接し、その外周面がシリンダ(51,52)の内周面と摺接する。そして、ピストン(57,57)の外周面とシリンダ(51,52)の内周面との間に圧縮室(53)が形成される。

[0055] 第1及び第2シリンダ(51,52)には、それぞれ吸入ポート(33)が1つずつ形成されている。各吸入ポート(33)は、シリンダ(51,52)を半径方向に貫通し、その終端がシリンダ(51,52)の内周面に開口している。また、各吸入ポート(33)は、配管によってケーシング(31)の外部へ延長されている。

[0056] フロントヘッド(54)及びリアヘッド(55)には、それぞれ吐出ポートが1つずつ形成されている。フロントヘッド(54)の吐出ポートは、第2シリンダ(52)内の圧縮室(53)をケーシング(31)の内部空間と連通させる。リアヘッド(55)の吐出ポートは、第1シリンダ(51)内の圧縮室(53)をケーシング(31)の内部空間と連通させる。また、各吐出ポートは、その終端にリード弁からなる吐出弁が設けられており、この吐出弁によって開閉される。尚、図2において、吐出ポート及び吐出弁の図示は省略する。そして、圧縮機構部(50)からケーシング(31)の内部空間へ吐出されたガス冷媒は、吐出管(36)を通して圧縮・膨張ユニット(30)から送り出される。

[0057] 上記膨張機構部(60)は、いわゆる揺動ピストン型の流体機械であって、本発明のロータリ式膨張機を構成している。この膨張機構部(60)には、対になったシリンダ(71,81)及びピストン(75,85)が二組設けられている。また、膨張機構部(60)には、フロントヘッド(61)と、中間プレート(63)と、リアヘッド(62)とが設けられている。

[0058] 上記膨張機構部(60)では、下から上へ向かって順に、フロントヘッド(61)、第1シリンダ(71)、中間プレート(63)、第2シリンダ(81)、リアヘッド(62)が積層された状態となっている。この状態において、第1シリンダ(71)は、その下側端面がフロントヘッド(61)により閉塞され、その上側端面が中間プレート(63)により閉塞されている。一方、第2シリンダ(81)は、その下側端面が中間プレート(63)により閉塞され、その上側端面がリアヘッド(62)により閉塞されている。また、第2シリンダ(81)の内径は、第1シリンダ(71)の内径よりも大きくなっている。

- [0059] 上記シャフト(40)は、積層された状態のフロントヘッド(61)、第1シリンダ(71)、中間プレート(63)、第2シリンダ(81)、及びリアヘッド(62)を貫通している。また、シャフト(40)は、その第1大径偏心部(41)が第1シリンダ(71)内に位置し、その第2大径偏心部(42)が第2シリンダ(81)内に位置している。
- [0060] 図3、図4及び図5に示すように、第1シリンダ(71)内には第1ピストン(75)が、第2シリンダ(81)内には第2ピストン(85)がそれぞれ設けられている。第1及び第2ピストン(75,85)は、何れも円環状あるいは円筒状に形成されている。第1ピストン(75)の外径と第2ピストン(85)の外径とは、互いに等しくなっている。第1ピストン(75)の内径は第1大径偏心部(41)の外径と、第2ピストン(85)の内径は第2大径偏心部(42)の外径とそれぞれ概ね等しくなっている。そして、第1ピストン(75)には第1大径偏心部(41)が、第2ピストン(85)には第2大径偏心部(42)がそれぞれ貫通している。
- [0061] 上記第1ピストン(75)は、その外周面が第1シリンダ(71)の内周面に、一方の端面がフロントヘッド(61)に、他方の端面が中間プレート(63)にそれぞれ摺接している。第1シリンダ(71)内には、その内周面と第1ピストン(75)の外周面との間に第1流体室(72)が形成される。一方、上記第2ピストン(85)は、その外周面が第2シリンダ(81)の内周面に、一方の端面がリアヘッド(62)に、他方の端面が中間プレート(63)にそれぞれ摺接している。第2シリンダ(81)内には、その内周面と第2ピストン(85)の外周面との間に第2流体室(82)が形成される。
- [0062] 上記第1及び第2ピストン(75,85)のそれぞれには、ブレード(76,86)が1つずつ一体に設けられている。ブレード(76,86)は、ピストン(75,85)の半径方向へ延びる板状に形成されており、ピストン(75,85)の外周面から外側へ突出している。
- [0063] 上記各シリンダ(71,81)には、一対のブッシュ(77,87)が一組ずつ設けられている。各ブッシュ(77,87)は、内側面が平面となって外側面が円弧面となるように形成された小片である。一対のブッシュ(77,87)は、ブレード(76,86)を挟み込んだ状態で設置されている。各ブッシュ(77,87)は、その内側面がブレード(76,86)と、その外側面がシリンダ(71,81)と摺動する。そして、ピストン(75,85)と一体のブレード(76,86)は、ブッシュ(77,87)を介してシリンダ(71,81)に支持され、シリンダ(71,81)に対して回動自在で且つ進退自在となっている。



- [0064] 第1シリンダ(71)内の第1流体室(72)は、第1ピストン(75)と一体の第1ブレード(76)によって仕切られており、図4における第1ブレード(76)の左側が高圧側の第1高圧室(73)となり、その右側が低圧側の第1低圧室(74)となっている。第2シリンダ(81)内の第2流体室(82)は、第2ピストン(85)と一体の第2ブレード(86)によって仕切られており、図4における第2ブレード(86)の左側が高圧側の第2高圧室(83)となり、その右側が低圧側の第2低圧室(84)となっている。
- [0065] 上記第1シリンダ(71)と第2シリンダ(81)とは、それぞれの周方向におけるブッシュ(77,87)の位置が一致する姿勢で配置されている。言い換えると、第2シリンダ(81)の第1シリンダ(71)に対する配置角度が0°となっている。上述のように、第1大径偏心部(41)と第2大径偏心部(42)とは、主軸部(44)の軸心に対して同じ方向へ偏心している。従って、第1ブレード(76)が第1シリンダ(71)の外側へ最も退いた状態になると同時に、第2ブレード(86)が第2シリンダ(81)の外側へ最も退いた状態になる。
- [0066] 上記第1シリンダ(71)には、流入ポート(34)が形成されている。流入ポート(34)は、第1シリンダ(71)の内周面のうち、図3及び図4におけるブッシュ(77)のやや左側の箇所には開口している。流入ポート(34)は、第1高圧室(73)（即ち第1流体室(72)の高圧側）と連通可能となっている。一方、上記第2シリンダ(81)には、流出ポート(35)が形成されている。流出ポート(35)は、第2シリンダ(81)の内周面のうち、図3及び図4におけるブッシュ(87)のやや右側の箇所には開口している。流出ポート(35)は、第2低圧室(84)（即ち第2流体室(82)の低圧側）と連通可能となっている。
- [0067] 上記中間プレート(63)には、連通路(64)が形成されている。この連通路(64)は、中間プレート(63)を厚み方向へ貫通している。中間プレート(63)における第1シリンダ(71)側の面では、第1ブレード(76)の右側の箇所に連通路(64)の一端が開口している。中間プレート(63)における第2シリンダ(81)側の面では、第2ブレード(86)の左側の箇所に連通路(64)の他端が開口している。そして、図3に示すように、連通路(64)は、中間プレート(63)の厚み方向に対して斜めに延びており、第1低圧室(74)（即ち第1流体室(72)の低圧側）と第2高圧室(83)（即ち第2流体室(82)の高圧側）とを互いに連通させている。
- [0068] 上記中間プレート(63)には、インジェクション通路(37)が形成されている（図2を参

照)。インジェクション通路(37)は、概ね水平方向へ延びるように形成され、その終端が連通路(64)に開口している。インジェクション通路(37)の始端側は、配管を介してケーシング(31)の外部へ延びている。このインジェクション通路(37)には、流入ポート(34)へ向かう高圧冷媒の一部が導入される。また、インジェクション通路(37)には、電動弁(90)が設けられている。この電動弁(90)は、開度可変の調節弁であって、流通制御機構を構成している。

[0069] 以上のように構成された本実施形態の膨張機構部(60)では、第1シリンダ(71)と、そこに設けられたブッシュ(77)と、第1ピストン(75)と、第1ブレード(76)とが第1ロータリ機構部(70)を構成している。また、第2シリンダ(81)と、そこに設けられたブッシュ(87)と、第2ピストン(85)と、第2ブレード(86)とが第2ロータリ機構部(80)を構成している。

[0070] 上述のように、上記膨張機構部(60)では、第1ブレード(76)が第1シリンダ(71)の外側へ最も退くタイミングと、第2ブレード(86)が第2シリンダ(81)の外側へ最も退くタイミングとが同期している。つまり、第1ロータリ機構部(70)において第1低压室(74)の容積が減少してゆく過程と、第2ロータリ機構部(80)において第2高压室(83)の容積が増加してゆく過程とが同期している(図5参照)。また、上述のように、第1ロータリ機構部(70)の第1低压室(74)と、第2ロータリ機構部(80)の第2高压室(83)とは、連通路(64)を介して互いに連通している。そして、第1低压室(74)と連通路(64)と第2高压室(83)とによって1つの閉空間が形成され、この閉空間が膨張室(66)を構成する。この点について、図6を参照しながら説明する。

[0071] この図6では、第1ブレード(76)が第1シリンダ(71)の外周側へ最も退いた状態におけるシャフト(40)の回転角を $0^{\circ}$ としている。また、ここでは、第1流体室(72)の最大容積が3ml(ミリリットル)であり、第2流体室(82)の最大容積が10mlであると仮定して説明する。

[0072] 図6に示すように、シャフト(40)の回転角が $0^{\circ}$ の時点では、第1低压室(74)の容積が最大値である3mlとなり、第2高压室(83)の容積が最小値である0mlとなっている。第1低压室(74)の容積は、同図に一点鎖線で示すように、シャフト(40)が回転するにつれて次第に減少し、その回転角が $360^{\circ}$ に達した時点で最小値の0mlとなる。

一方、第2高压室(83)の容積は、同図に二点鎖線で示すように、シャフト(40)が回転するにつれて次第に増加し、その回転角が $360^{\circ}$ に達した時点で最大値の10mlとなる。そして、連通路(64)の容積を無視すると、ある回転角における膨張室(66)の容積は、その回転角における第1低压室(74)の容積と第2高压室(83)の容積とを足し合わせた値となる。つまり、膨張室(66)の容積は、同図に実線で示すように、シャフト(40)の回転角が $0^{\circ}$ の時点で最小値の3mlとなり、シャフト(40)が回転するにつれて次第に増加し、その回転角が $360^{\circ}$ に達した時点で最大値の10mlとなる。

[0073] 本実施形態の空調機(10)には、一般に冷媒回路(20)に設けられる高压圧力センサ(101)及び低压圧力センサ(102)に加えて、膨張室(66)の圧力を検出する過膨張圧力センサ(103)が設けられている。また、この空調機(10)のコントローラ(100)は、これらのセンサ(101,102,103)により検出される圧力に基づいて、上記電動弁(90)の開度を制御できるように構成されている。

[0074] ー運転動作ー

上記空調機(10)の動作について説明する。ここでは、空調機(10)の冷房運転時及び暖房運転時の動作について説明し、続いて膨張機構部(60)の動作について説明する。

[0075] 〈冷房運転〉

冷房運転時には、第1四路切換弁(21)及び第2四路切換弁(22)が図1に破線で示す状態に切り換えられる。この状態で圧縮・膨張ユニット(30)の電動機(45)に通電すると、冷媒回路(20)で冷媒が循環して蒸気圧縮式の冷凍サイクルが行われる。

[0076] 圧縮機構部(50)で圧縮された冷媒は、吐出管(36)を通過して圧縮・膨張ユニット(30)から吐出される。この状態で、冷媒の圧力は、その臨界圧力よりも高くなっている。この吐出冷媒は、第1四路切換弁(21)を通過して室外熱交換器(23)へ送られる。室外熱交換器(23)では、流入した冷媒が室外空気へ放熱する。

[0077] 室外熱交換器(23)で放熱した冷媒は、第2四路切換弁(22)を通過し、流入ポート(34)を通過して圧縮・膨張ユニット(30)の膨張機構部(60)へ流入する。膨張機構部(60)では、高压冷媒が膨張し、その内部エネルギーがシャフト(40)の回転動力に変換される。膨張後の低压冷媒は、流出ポート(35)を通過して圧縮・膨張ユニット(30)から流出

し、第2四路切換弁(22)を通過して室内熱交換器(24)へ送られる。

[0078] 室内熱交換器(24)では、流入した冷媒が室内空気から吸熱して蒸発し、室内空気が冷却される。室内熱交換器(24)から出た低圧ガス冷媒は、第1四路切換弁(21)を通過し、吸入ポート(32)を通過して圧縮・膨張ユニット(30)の圧縮機構部(50)へ吸入される。圧縮機構部(50)は、吸入した冷媒を圧縮して吐出する。

[0079] 〈暖房運転〉

暖房運転時には、第1四路切換弁(21)及び第2四路切換弁(22)が図1に実線で示す状態に切り換えられる。この状態で圧縮・膨張ユニット(30)の電動機(45)に通電すると、冷媒回路(20)で冷媒が循環して蒸気圧縮式の冷凍サイクルが行われる。

[0080] 圧縮機構部(50)で圧縮された冷媒は、吐出管(36)を通過して圧縮・膨張ユニット(30)から吐出される。この状態で、冷媒の圧力は、その臨界圧力よりも高くなっている。この吐出冷媒は、第1四路切換弁(21)を通過して室内熱交換器(24)へ送られる。室内熱交換器(24)では、流入した冷媒が室内空気へ放熱し、室内空気が加熱される。

[0081] 室内熱交換器(24)で放熱した冷媒は、第2四路切換弁(22)を通過し、流入ポート(34)を通過して圧縮・膨張ユニット(30)の膨張機構部(60)へ流入する。膨張機構部(60)では、高圧冷媒が膨張し、その内部エネルギーがシャフト(40)の回転動力に変換される。膨張後の低圧冷媒は、流出ポート(35)を通過して圧縮・膨張ユニット(30)から流出し、第2四路切換弁(22)を通過して室外熱交換器(23)へ送られる。

[0082] 室外熱交換器(23)では、流入した冷媒が室外空気から吸熱して蒸発する。室外熱交換器(23)から出た低圧ガス冷媒は、第1四路切換弁(21)を通過し、吸入ポート(32)を通過して圧縮・膨張ユニット(30)の圧縮機構部(50)へ吸入される。圧縮機構部(50)は、吸入した冷媒を圧縮して吐出する。

[0083] 〈膨張機構部の動作〉

膨張機構部(60)の動作について説明する。

[0084] 先ず、第1ロータリ機構部(70)の第1高圧室(73)へ超臨界状態の高圧冷媒が流入する過程について、図5及び図7を参照しながら説明する。回転角が0°の状態からシャフト(40)が僅かに回転すると、第1ピストン(75)と第1シリンダ(71)の接触位置が流入ポート(34)の開口部を通過し、流入ポート(34)から第1高圧室(73)へ高圧冷媒

が流入し始める。その後、シャフト(40)の回転角が $90^{\circ}$  ,  $180^{\circ}$  ,  $270^{\circ}$  と次第に大きくなるにつれて、第1高圧室(73)へ高圧冷媒が流入してゆく。この第1高圧室(73)への高圧冷媒の流入は、シャフト(40)の回転角が $360^{\circ}$  に達するまで続く。

[0085] その際、第1高圧室(73)へ流入する高圧冷媒の流速は、図7(A)に示すように、シャフト(40)の回転角が $0^{\circ}$  から $180^{\circ}$  に至るまでは次第に増大してゆき、その回転角が $180^{\circ}$  から $360^{\circ}$  に至るまでは次第に減少してゆく。そして、シャフト(40)の回転角が $360^{\circ}$  となって高圧冷媒の流速変化割合がゼロになった時点で、第1高圧室(73)への高圧冷媒の流入が終了する。

[0086] 次に、膨張機構部(60)において冷媒が膨張する過程について、図5及び図6を参照しながら説明する。回転角が $0^{\circ}$  の状態からシャフト(40)が僅かに回転すると、第1低压室(74)と第2高圧室(83)が連通路(64)を介して互いに連通し、第1低压室(74)から第2高圧室(83)へと冷媒が流入し始める。その後、シャフト(40)の回転角が $90^{\circ}$  ,  $180^{\circ}$  ,  $270^{\circ}$  と次第に大きくなるにつれ、第1低压室(74)の容積が次第に減少すると同時に第2高圧室(83)の容積が次第に増加し、結果として膨張室(66)の容積が次第に増加してゆく。この膨張室(66)の容積増加は、シャフト(40)の回転角が $360^{\circ}$  に達する直前まで続く。そして、膨張室(66)の容積が増加する過程で膨張室(66)内の冷媒が膨張し、この冷媒の膨張によってシャフト(40)が回転駆動される。このように、第1低压室(74)内の冷媒は、連通路(64)を通過して第2高圧室(83)へ膨張しながら流入してゆく。

[0087] 冷媒が膨張する過程において、膨張室(66)内における冷媒圧力は、図6に破線で示すように、シャフト(40)の回転角が大きくなるにつれて次第に低下してゆく。具体的に、第1低压室(74)を満たす超臨界状態の冷媒は、シャフト(40)の回転角が約 $55^{\circ}$  に達するまでの間に急激に圧力低下し、飽和液の状態となる。その後、膨張室(66)内の冷媒は、その一部が蒸発しながら緩やかに圧力低下してゆく。

[0088] 続いて、第2ロータリ機構部(80)の第2低压室(84)から冷媒が流出してゆく過程について、図5を参照しながら説明する。第2低压室(84)は、シャフト(40)の回転角が $0^{\circ}$  の時点から流出ポート(35)に連通し始める。つまり、第2低压室(84)から流出ポート(35)へと冷媒が流出し始める。その後、シャフト(40)の回転角が $90^{\circ}$  ,  $180^{\circ}$  ,  $270^{\circ}$

°と次第に大きくなってゆき、その回転角が $360^{\circ}$ に達するまでの間に亘って、第2低圧室(84)から膨張後の低圧冷媒が流出してゆく。

[0089] 〈電動弁の制御〉

ここで、冷凍サイクルの理想的な動作が行われていて膨張室(66)で過膨張が発生していない場合は、電動弁(90)を閉鎖した状態とする。このときは、膨張室(66)の容積変化と圧力変化との関係は、図8のグラフに示す状態となる。つまり、超臨界状態の高圧冷媒は点aから点bまでの間に第1高圧室(73)内へ流入する。その後、第1高圧室(73)は、連通路(64)と連通して第1低圧室(74)に切り換わる。第1低圧室(74)と第2高圧室(83)で構成された膨張室(66)では、内部の高圧冷媒が点bから点cの間に急激に圧力降下して飽和状態となる。飽和状態となった冷媒は、その一部を蒸発させながら膨張してゆき、点dまで緩やかに圧力降下していく。そして、第2高圧室(83)は、流出ポート(35)と連通して第2低圧室(84)に切り換わる。この第2低圧室(84)の流体は、点eまでの間に流出ポート(35)へ送り出されてゆく。このときは、吸入冷媒と排出冷媒の密度比が設計膨張比と一致し、動力回収効率のよい運転が行われる。

[0090] 一方、上記冷媒回路(20)では、冷房運転と暖房運転の切り換え、あるいは外気温度の変化などにより、高圧圧力や低圧圧力が設計値から外れることがある。このような場合、上記コントローラ(100)は、上記センサ(101,102,103)により検出される圧力に基づいて以下のような運転制御を行う。

[0091] 例えば、運転条件の変化して低圧圧力が上昇すると、実際の膨張比が設計膨張比よりも小さくなることがある。低圧圧力が上昇すると、それに伴って圧縮機構部(50)へ吸入される冷媒の密度が高くなる。このため、シャフト(40)の回転速度が一定のままでも、圧縮機構部(50)からの吐出冷媒の質量流量が増加する。一方、高圧圧力が殆ど変化しなければ、膨張機構部(60)へ流入する冷媒の密度も変化しない。このため、シャフト(40)の回転速度が一定であれば、膨張機構部(60)へ流入できる冷媒の質量流量は変化しない。従って、この場合には、膨張機構部(60)を通過できる冷媒の質量流量は、圧縮機構部(50)を通過できる冷媒の質量流量に対して相対的に少なくなる。

- [0092] このような運転状態では、コントローラ(100)によって電動弁(90)を開き、超臨界状態の高圧冷媒の一部をインジェクション通路(37)から膨張過程の膨張室(66)へ導入する。こうすることによって、実際の膨張比が設計膨張比よりも小さくなる運転条件であっても、膨張機構部(60)から送出される冷媒の質量流量を、圧縮機構部(50)から吐出される冷媒の質量流量と一致させることができる。
- [0093] 電動弁(90)の開度調整を行う運転の状態を図10に示している。この場合、冷媒は点aから点b'への吸入過程を終えた後、点d'まで徐々に膨張してから点e'まで排出される。この運転状態では点a、点b'、点d'、及び点e'で囲まれた(面積X)で示される分の膨張仕事がシャフト(40)の回転動力として回収される。
- [0094] また、膨張機構部(60)では、低圧圧力が上昇して実際の膨張比が設計膨張比よりも小さくなり、従来であれば膨張室(66)が流出ポート(35)より低い圧力になっていたような運転条件でも、過膨張を防止することができる。つまり、膨張室(66)で過膨張が生じる条件になると、電動弁(90)を所定開度を開き、高圧冷媒の一部をインジェクション通路(37)から膨張過程の膨張室(66)へ導入する。これによって、膨張室(66)の圧力が冷凍サイクルの低圧圧力まで上昇し、過膨張が回避される。
- [0095] ここで、インジェクション通路(37)からの冷媒導入を行わなければ、図9の(面積Y)で示される動力が膨張機構部(60)から冷媒を送出するために消費されてしまう。これに対し、インジェクション通路(37)から冷媒を導入すると、図10に示すように膨張過程の終了時点での膨張室(66)の内圧が冷凍サイクルの低圧と一致し、あるいは冷凍サイクルの低圧よりも高くなり、動力を消費することなく膨張機構部(60)から冷媒が送出されてゆく。
- [0096] ー実施形態1の効果ー
- 本実施形態では、超臨界状態の高圧冷媒の一部を膨張過程の膨張室(66)へ導入するためのインジェクション通路(37)を圧縮・膨張ユニット(30)に設けている。そして、冷凍サイクルの膨張比が膨張機構部(60)の設計値よりも小さくなる運転状態では、電動弁(90)の開度を調整してインジェクション通路(37)での冷媒流量を調節し、圧縮機構部(50)からの吐出冷媒量と膨張機構部(60)からの流出冷媒量とを均衡させている。このことにより、従来であれば膨張機構部(60)をバイパスさせざるを得なかつ

た高压冷媒をも膨張室(66)へ導入することが可能となり、冷媒回路(20)を循環して膨張機構部(60)へ送られてくる全ての高压冷媒から動力を回収することができる。

[0097] また、本実施形態によれば、従来であれば過膨張が発生する運転条件でも、電動弁(90)を開いてインジェクション通路(37)から膨張室(66)へ高压冷媒を導入することで、膨張室(66)の内圧を上昇させて過膨張の発生を回避できる。このため、膨張機構部(60)では、過膨張によって膨張室(66)冷媒を排出するのに動力を消費することがなくなる。従って、過膨張に起因する回収動力の損失を削減でき、その結果、圧縮機構部(50)を駆動するために電動機(45)で消費される電力を削減できる。

[0098] また、本実施形態の膨張機構部(60)では、中間プレート(63)の連通路(64)にインジェクション通路(37)を接続している。このため、各シリンダ(71,81)でのピストン(75,85)の位置に拘わらずインジェクション通路(37)を常に膨張室(66)と連通させることができ、膨張室(66)内における冷媒の膨張が始まってから終わるまで、即ち膨張過程の全期間に亘ってインジェクション通路(37)から膨張室(66)へ高压冷媒を送り込むことが可能となる。

[0099] また、本実施形態では、開度を連続的に調節できる電動弁(90)をインジェクション通路(37)に設けており、インジェクション通路(37)から膨張室(66)への高压冷媒の供給量を比較的自由に設定することが可能となる。このため、インジェクション通路(37)から膨張室(66)へ適切な量の高压冷媒を送り込むことができ、膨張機構部(60)の動力回収効率を確実に向上させることができる。

[0100] また、本実施形態の膨張機構部(60)において、供給された超臨界状態の高压冷媒は、最初に押しのけ容積の小さい第1ロータリ機構部(70)の第1高压室(73)へ導入される。そして、この第1高压室(73)へ向かう流体の流速は、第1高压室(73)の容積変化割合に対応して緩やかに増減する。このため、上記膨張機構部(60)では、第1高压室(73)へ向かう高压冷媒の流速変化が緩やかとなり、導入される流体の急峻な圧力変動を防止できる。従って、本実施形態によれば、膨張機構部(60)へ導入される高压冷媒の脈動を緩和でき、それに伴う振動や騒音を大幅に低減して膨張機構部(60)の信頼性を向上させることができる。

[0101] また、本実施形態では、インジェクション通路(37)及び電動弁(90)が設けられた膨



張機構部(60)を、冷媒である二酸化炭素(CO<sub>2</sub>)を超臨界状態まで圧縮して蒸気圧縮式冷凍サイクルを行う空調機(10)に適用している。この空調機(10)において、例えば暖房運転時の運転条件を基準として圧縮・膨張ユニット(30)を設計した場合には、冷房運転時の運転条件において過膨張が生じやすくなる。従って、この種の空調機(10)に上記膨張機構部(60)を適用すれば、運転条件に拘わらず過膨張の発生を防止でき、空調機(10)の運転効率を確実に向上させることができる。

[0102] 《発明の実施形態2》

本発明の実施形態2について説明する。ここでは、本実施形態について、上記実施形態1と異なる点を説明する。

[0103] 図11に示すように、本実施形態の膨張機構部(60)のインジェクション通路(37)には、上記実施形態1の電動弁(90)に代えて電磁弁(91)が設けられている。つまり、本実施形態では、電磁弁(91)が流通制御機構を構成している。この電磁弁(91)を開閉すると、インジェクション通路(37)における高圧冷媒の流通が断続される。また、本実施形態のコントローラ(100)は、高圧圧力センサ(101)、低圧圧力センサ(102)、及び過膨張圧力センサ(103)の各検出値に基づいて電磁弁(91)を開閉するように構成されている。

[0104] 本実施形態において、冷凍サイクルの膨張比が膨張機構部(60)の設計膨張比と一致する運転条件では、電磁弁(91)が閉鎖される。一方、例えば冷凍サイクルの低圧圧力が上昇して実際の膨張比が設計膨張比よりも小さくなる運転条件では、電磁弁(91)を開いてインジェクション通路(37)から膨張室(66)へ高圧冷媒を導入する。こうすることによって、実際の膨張比が設計膨張比よりも小さくなる運転条件であっても、膨張機構部(60)から送出される冷媒の質量流量を、圧縮機構部(50)から吐出される冷媒の質量流量と一致させることができる。また、インジェクション通路(37)からの高圧冷媒の導入によって膨張室(66)の内圧が上昇するため、過膨張の発生も回避できる。

[0105] 《発明の実施形態3》

本発明の実施形態3について説明する。ここでは、本実施形態について、上記実施形態1と異なる点を説明する。

- [0106] 図12に示すように、本実施形態の膨張機構部(60)のインジェクション通路(37)には、上記実施形態1の電動弁(90)に代えて差圧弁(92)が設けられている。つまり、本実施形態では、差圧弁(92)が流通制御機構を構成している。この差圧弁(92)は、膨張室(66)内の冷媒と第2ロータリ機構部(80)の流出ポート(35)へ送り出された冷媒との圧力差に応じて、その開度に変化する。
- [0107] 図13に示すように、上記差圧弁(92)は、インジェクション通路(37)に接続された弁ケース(93)と、弁ケース(93)内に可動に設けられた弁体(95)と、弁体(95)を一方向に付勢するコイルバネ(97)とから構成されている。上記弁体(95)は、上記インジェクション通路(37)を閉鎖する閉鎖位置と、該インジェクション通路(37)を開放する開放位置とに変位可能であり、上記コイルバネ(97)によって図13における下向きに付勢されている。
- [0108] 上記インジェクション通路(37)は、上記弁ケース(93)における弁体(95)の移動方向と交差する向きで上記弁ケース(93)に接続されている。弁体(95)は、弁ケース(93)の収納凹部(94)に嵌合し、弁ケース(93)内でスライドして上記閉鎖位置と開放位置の間を移動する。また、弁体(95)には、インジェクション通路(37)を開放位置で開口させて閉鎖位置で閉鎖する連通孔(96)が形成されている。
- [0109] 上記弁ケース(93)には、膨張過程の膨張室(66)に連通する第1連通管(98)と、流出ポート(35)に連通する第2連通管(99)とが接続されている。第1連通管(98)は、コイルバネ(97)側の端部、つまり弁体(95)の開放位置側の端部で上記弁ケース(93)に接続され、膨張室(66)内の冷媒圧力 $P_1$ を弁ケース(93)内に導入する。この冷媒圧力 $P_1$ は、図13における弁体(95)の上端面に作用する。一方、第2連通管(99)は、コイルバネ(97)と反対側の端部、つまり弁体(95)の閉鎖位置側の端部で上記弁ケース(93)に接続され、流出ポート(35)の冷媒圧力 $P_2$ を弁ケース(93)内に導入する。この冷媒圧力 $P_2$ は、図13における弁体(95)の下端面に作用する。
- [0110] 上記差圧弁(92)において、弁体(95)には、冷媒圧力 $P_1$ による押圧力とコイルバネ(97)の付勢力の合力と、冷媒圧力 $P_2$ による押圧力とが作用する。そして、冷媒圧力 $P_1$ による押圧力とコイルバネ(97)の付勢力の合力が冷媒圧力 $P_2$ による押圧力よりも大きい状態では、弁体(95)が閉鎖位置へ向かって移動してゆく。逆に、冷媒圧力 $P_1$

による押圧力とコイルバネ(97)の付勢力の合力が冷媒圧力P2による押圧力よりも小さい状態では、弁体(95)が開放位置へ向かって移動してゆく。

- [0111] 本実施形態において、冷凍サイクルの膨張比が膨張機構部(60)の設計膨張比と一致する運転条件では、膨張室(66)の冷媒圧力P1による押圧力とコイルバネ(97)の付勢力の合力が流出ポート(35)の冷媒圧力P2による押圧力よりも大きい状態となる。このため、差圧弁(92)の弁体が閉鎖位置となり、インジェクション通路(37)から膨張室(66)へ高圧冷媒の導入は導入されない状態となる。そして、膨張室(66)の容積変化に伴う冷媒の圧力変化と、冷凍サイクルにおける実際の冷媒圧力とが一致する理想的な運転状態となり(図8を参照)、膨張機構部(60)では高圧冷媒からの動力回収が効率よく行われる。
- [0112] 一方、運転条件が変化して冷凍サイクルの低圧圧力が設計値よりも高くなると、膨張室(66)内で過膨張が発生するおそれがある。このような運転条件では、流出ポート(35)の冷媒圧力P2による押圧力が膨張室(66)の冷媒圧力P1による押圧力とコイルバネ(97)の付勢力の合力よりも大きくなり、差圧弁(92)の弁体が開放位置へ向かって移動する。そして、差圧弁(92)が開状態となってインジェクション通路(37)から膨張室(66)へ高圧冷媒が補助的に導入され、膨張室(66)内の圧力が上昇して過膨張の発生が回避される。
- [0113] また、差圧弁(92)が開口しているときは過膨張の状態であり、インジェクション通路(37)から膨張室(66)へ高圧冷媒を導入しなければ、膨張機構部(60)を通過する冷媒量が圧縮機構部(50)を通過する冷媒量よりも少なくなってしまう。このようなときにインジェクション通路(37)から膨張室(66)へ高圧冷媒を導入すると、膨張機構部(60)を通過する冷媒量を圧縮機構部(50)を通過する冷媒量と均衡させることができる。そして、従来であれば膨張機構部(60)をバイパスさせざるを得なかった高圧冷媒からも動力を回収でき、膨張機構部(60)での回収動力を増大させることができる。
- [0114] インジェクション通路(37)の流通制御機構として差圧弁(92)を用いた場合における膨張機構部(60)の運転状態を図14に示す。この場合、冷媒は、点aから点bの間に第1高圧室(73)内へ流入する。その後、第1高圧室(73)は、連通路(64)と連通して第1低圧室(74)に切り換わる。第1低圧室(74)と第2高圧室(83)で構成された膨張

室(66)において、内部の高圧冷媒は、点bから点cの間に急激に圧力降下して飽和状態となり、その後、一部を蒸発させながら膨張して点d'まで緩やかに圧力降下していく。その間、冷媒の圧力が点cから若干低下した時点で差圧弁(92)が開きだし、インジェクション通路(37)から膨張室(66)へ高圧冷媒が導入され始める。続いて、第2高圧室(83)は、流出ポート(35)と連通して第2低压室(84)に切り換わる。この第2低压室(84)の冷媒は、点eまでの間に流出ポート(35)へ送り出されてゆく。

[0115] この運転状態では点a、点b、点d'、及び点e'で囲まれた(面積X)で示される分の膨張仕事シャフト(40)の回転動力として回収される。従って、実施形態1, 2と同様に、この場合にも膨張機構部(60)で高圧冷媒から回収される動力を増大させることができ、圧縮機構部(50)を駆動するために電動機(45)で消費される電力を削減できる。

[0116] なお、膨張機構部(60)が高速回転するときは、差圧弁(92)の開閉のタイミングが遅れて十分な効果が得られないことが考えられる。そこで、膨張室(66)内の冷媒圧力が流出ポート(35)の冷媒圧力に近づいたときに差圧弁(92)を開くようにバネ力を設定してもよい。

[0117] ー実施形態3の効果ー

本実施形態において、流量制御機構を構成する差圧弁(92)は、膨張室(66)内の冷媒の圧力と第2ロータリ機構部(80)から流出ポート(35)へ流出した冷媒の圧力との差に応じて開度に変化する。ここで、膨張室(66)内で過膨張が生じると、膨張室(66)内の冷媒圧力は、流出ポート(35)の冷媒圧力よりも低くなる。そして、上記差圧弁(92)は、膨張室(66)内の冷媒圧力が流出ポート(35)の冷媒圧力に対して低下するにつれて開度が増大し、インジェクション通路(37)から膨張室(66)への高圧冷媒の供給量を自動的に調節する。従って、本実施形態によれば、外部から差圧弁(92)の開度を調節しなくても、インジェクション通路(37)から膨張室(66)への高圧冷媒の供給量を最適化できる。

[0118] 《その他の実施形態》

上記各実施形態では、図15に示すように、インジェクション通路(37)の終端を第2ロータリ機構部(80)の第2高圧室(82)に開口させてもよい。この変形例のインジェク

ション通路(37)の終端は、第2シリンダ(81)の内周面のうち同図におけるブレード(86)の左側近傍位置に開口している。そして、インジェクション通路(37)を流れる高圧冷媒は、膨張室(66)を構成する第2高圧室(82)へ送り込まれる。

[0119] また、上記各実施形態では、ローリングピストン型のロータリ式膨張機によって膨張機構部(60)を構成してもよい。この変形例の膨張機構部(60)では、各ロータリ機構部(70,80)において、ブレード(76,86)がピストン(75,85)とは別体に形成される。そして、このブレード(76,86)は、その先端がピストン(75,85)の外周面に押圧され、ピストン(75,85)の移動に伴って進退する。

[0120] なお、以上の実施形態は、本質的に好ましい例示であって、本発明、その適用物、あるいはその用途の範囲を制限することを意図するものではない。

#### 産業上の利用可能性

[0121] 以上説明したように、本発明は、高圧流体の膨張によって動力を発生させるに膨張機について有用である。

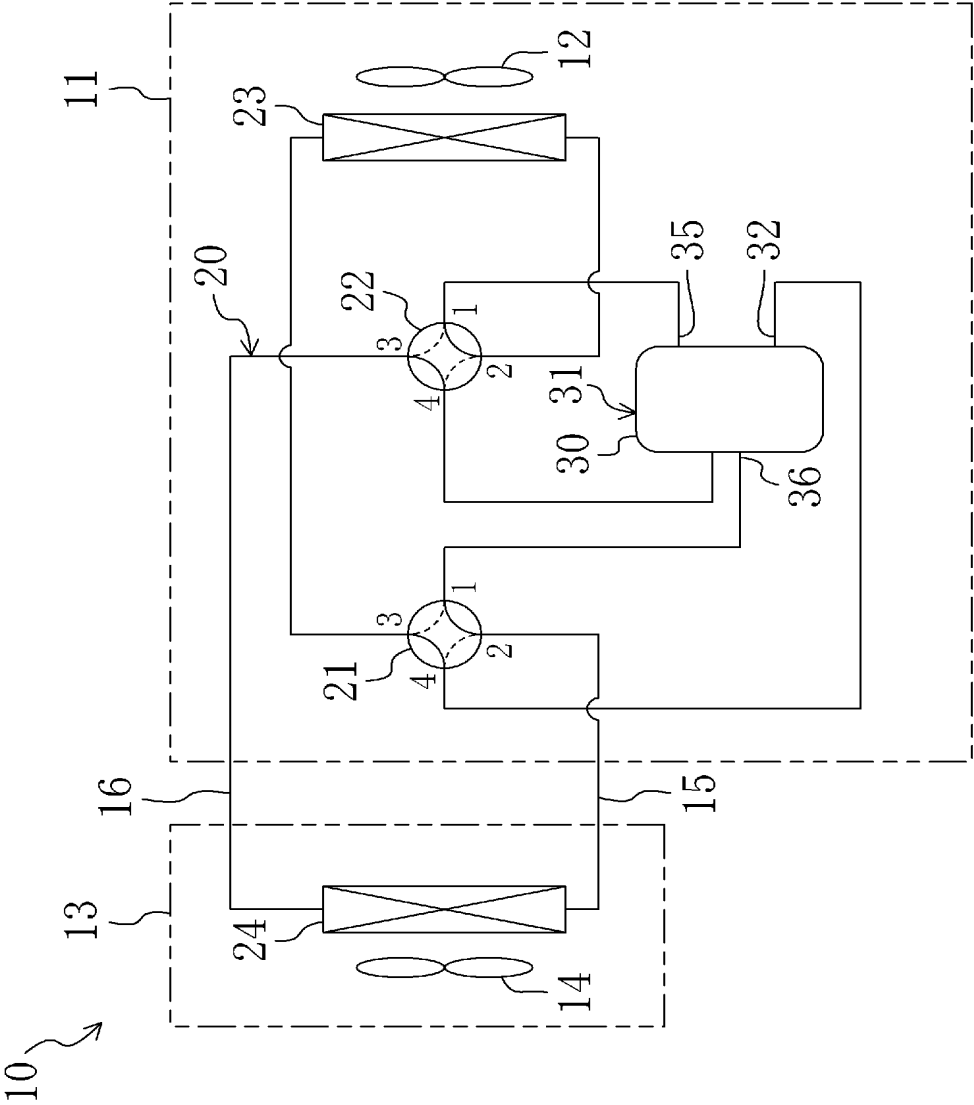
### 請求の範囲

- [1] 両端が閉塞されたシリンダ(71,81)、上記各シリンダ(71,81)内に流体室(72,82)を形成するためのピストン(75,85)、及び上記流体室(72,82)を高圧側の高圧室(73,83)と低圧側の低圧室(74,84)に仕切るためのブレード(76,86)がそれぞれに設けられた複数のロータリ機構部(70,80)と、
- 上記各ロータリ機構部(70,80)のピストン(75,85)と係合する1本の回転軸(40)とを備え、
- 供給された高圧流体の膨張によって動力を発生させるロータリ式膨張機であって、
- 上記複数のロータリ機構部(70,80)は、それぞれの押しのけ容積が互いに相違っていて押しのけ容積の小さいものから順に直列接続され、
- 上記複数のロータリ機構部(70,80)のうち互いに接続された2つでは、前段側のロータリ機構部(70)の低圧室(74)と後段側のロータリ機構部(80)の高圧室(83)とが互いに連通して1つの膨張室(66)を形成する一方、
- 上記高圧流体の一部を膨張過程の上記膨張室(66)へ導くためのインジェクション通路(37)と、上記インジェクション通路(37)に設けられた流通制御機構とを備えているロータリ式膨張機。
- [2] 請求項1に記載のロータリ式膨張機において、
- 各ロータリ機構部(70,80)のシリンダ(71,81)は、それぞれの間に中間プレート(63)が挟まれた状態で積層され、
- 上記各中間プレート(63)には、隣り合った2つのロータリ機構部(70,80)のうち前段側のロータリ機構部(70)の低圧室(74)と後段側のロータリ機構部(80)の高圧室(83)とを連通させるための連通路(64)が形成される一方、
- インジェクション通路(37)は、上記中間プレート(63)に形成されて終端が上記連通路(64)に開口しているロータリ式膨張機。
- [3] 請求項1に記載のロータリ式膨張機において、
- インジェクション通路(37)は、複数のロータリ機構部(70,80)のうち押しのけ容積が最小でないものの高圧室(83)に終端が開口しているロータリ式膨張機。
- [4] 請求項1, 2又は3に記載のロータリ式膨張機において、

流通制御機構は、開度調節可能な調節弁(90)によって構成されているロータリ式膨張機。

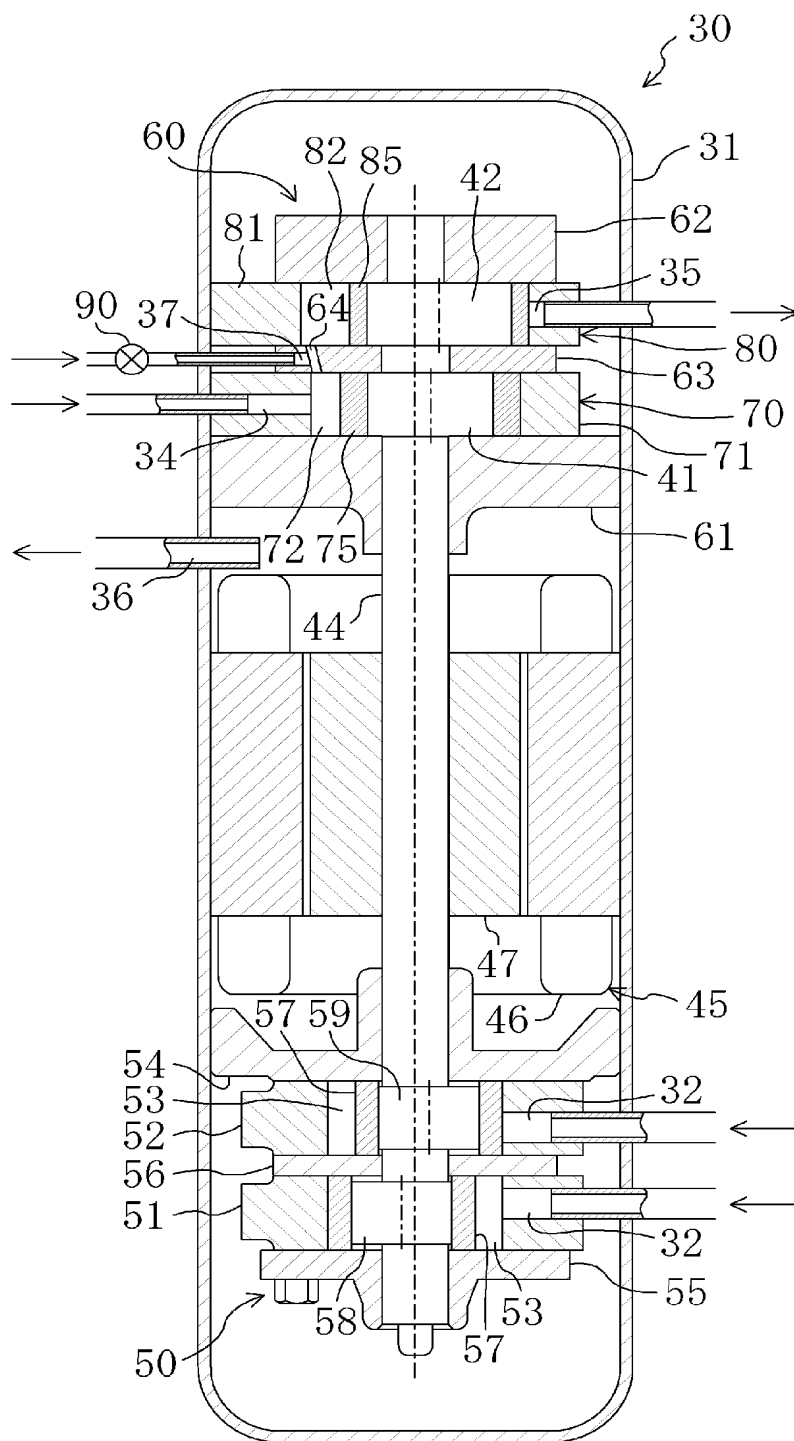
- [5] 請求項1, 2又は3に記載のロータリ式膨張機において、  
流通制御機構は、開閉可能な電磁弁(91)によって構成されているロータリ式膨張機。
- [6] 請求項1, 2又は3に記載のロータリ式膨張機において、  
流通制御機構は、膨張室(66)内の流体と押しのけ容積が最大のロータリ機構部(80)から流出した流体の圧力差に応じて開度が変わる差圧弁(92)によって構成されているロータリ式膨張機。
- [7] 請求項1, 2又は3に記載のロータリ式膨張機において、  
押しのけ容積が最小のロータリ機構部(70)の高圧室(73)へ導入される流体は、臨界圧力以上の二酸化炭素であるロータリ式膨張機。

[図1]

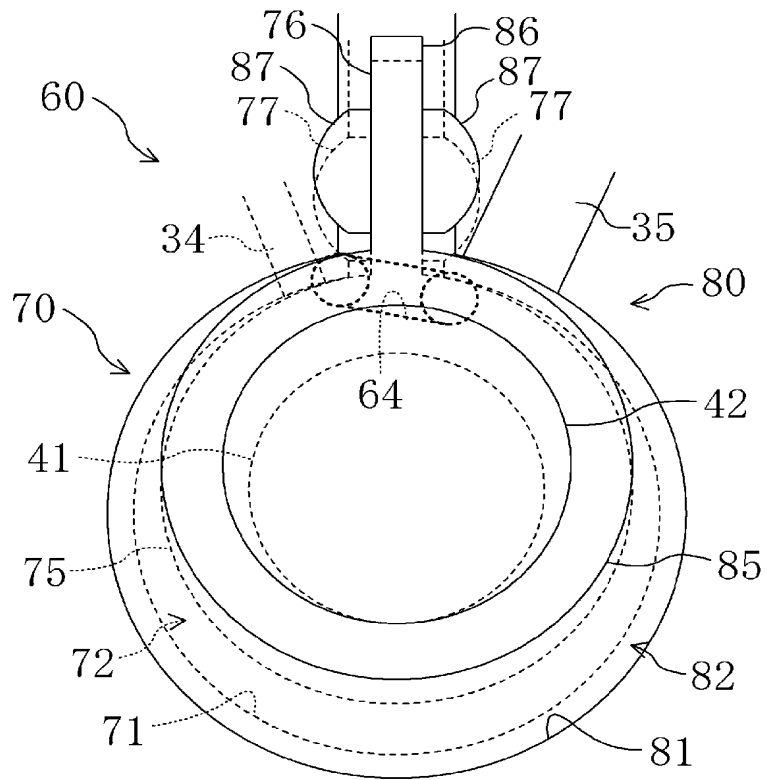




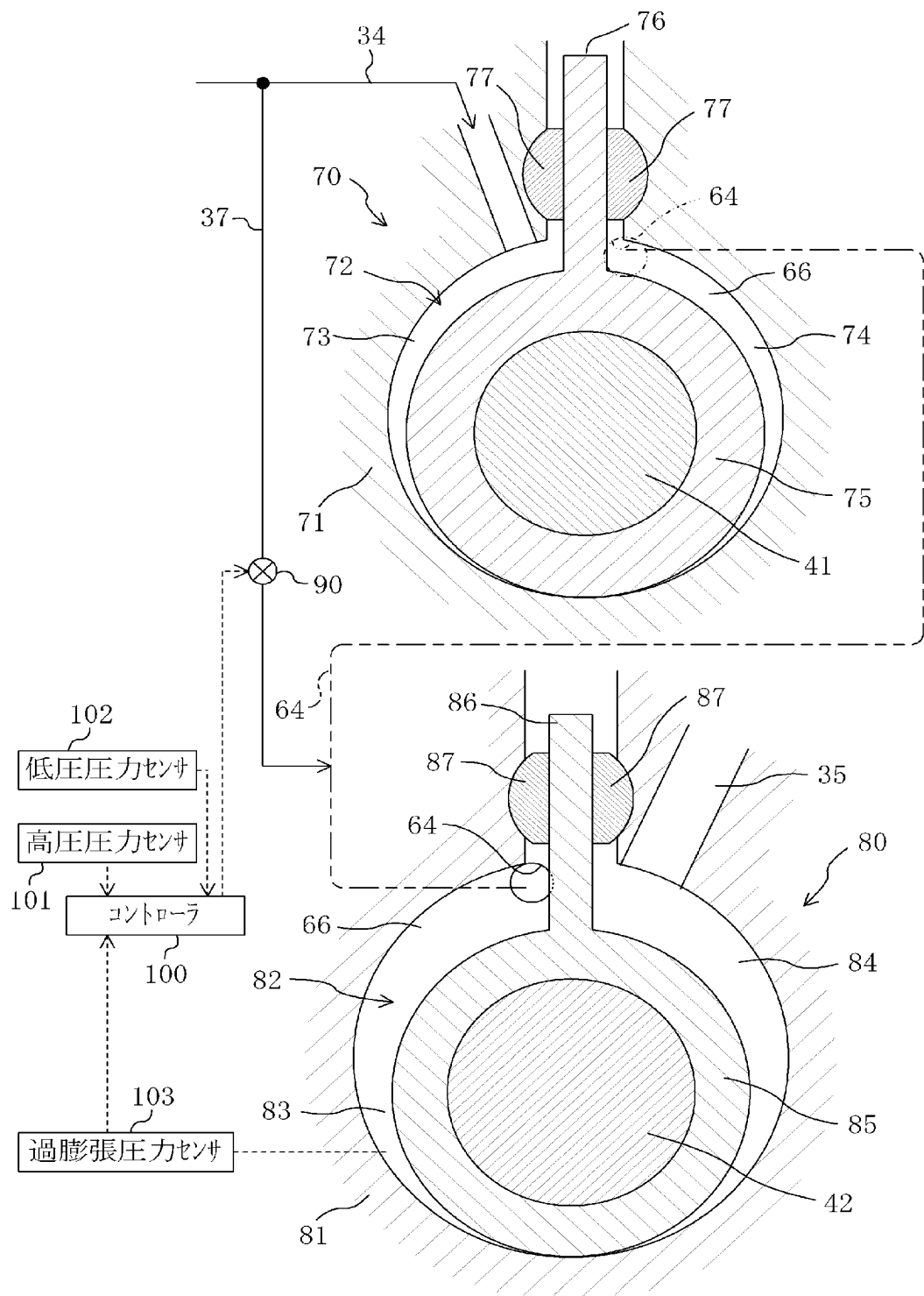
[図2]



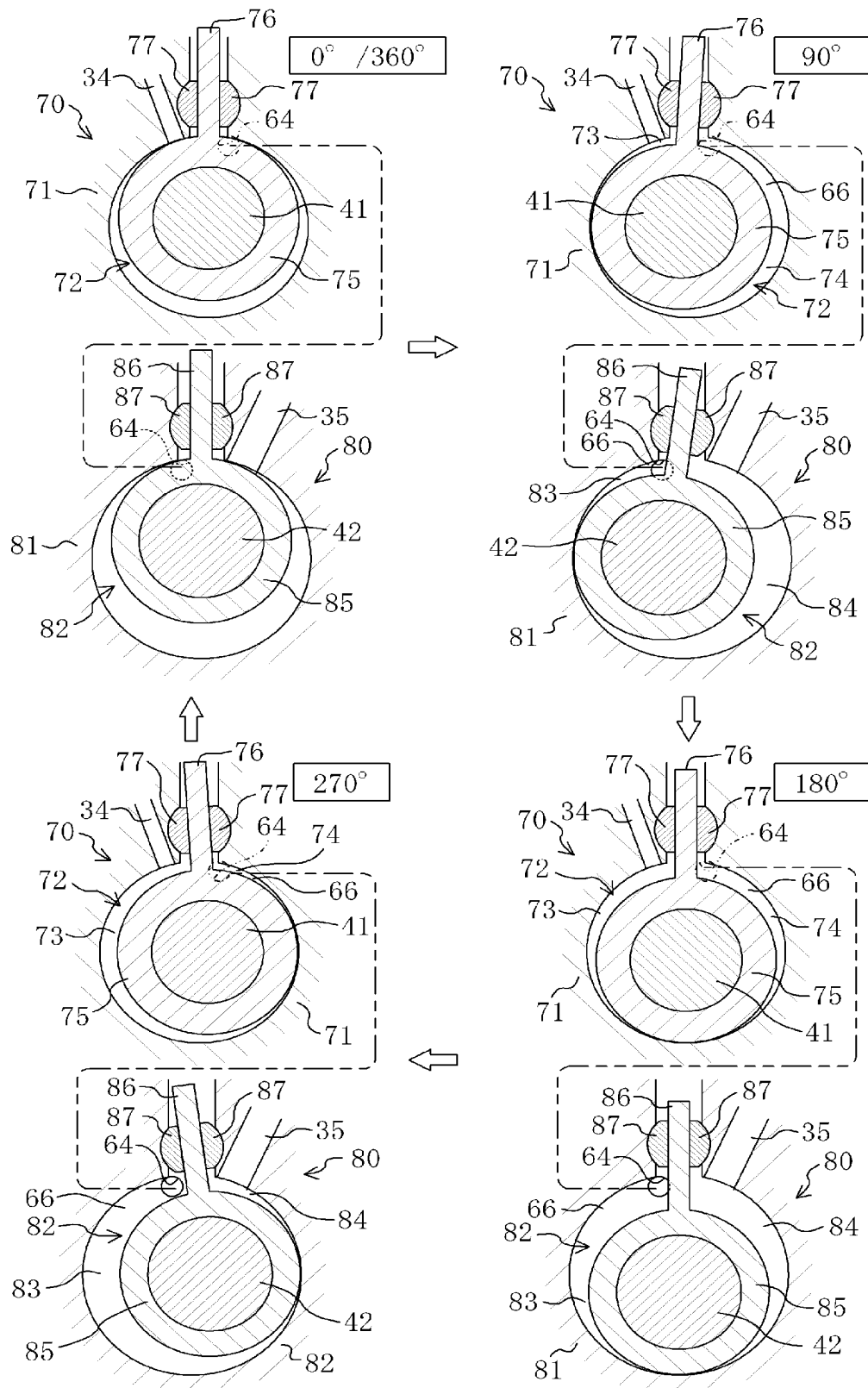
[[図3]]



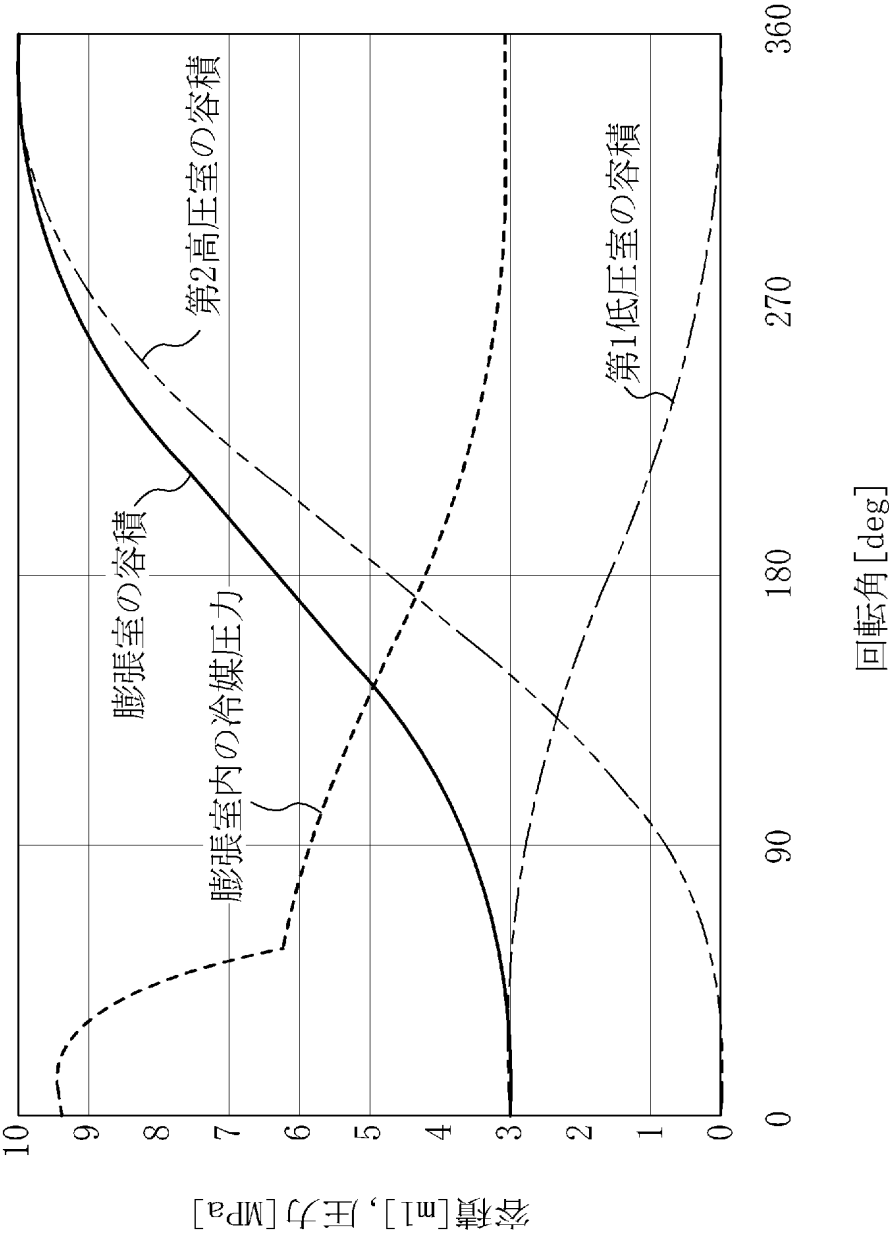
[図4]



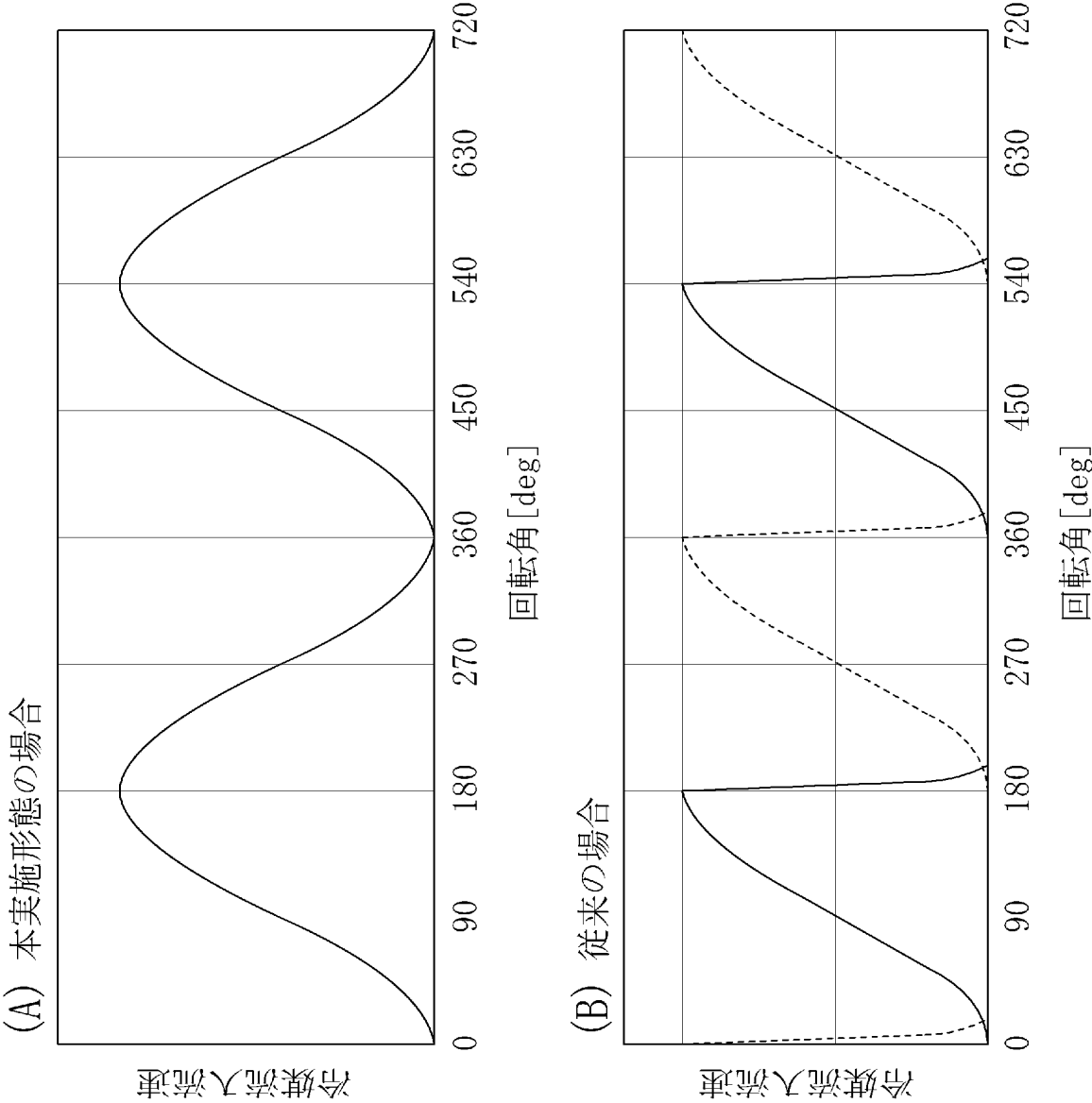
[[図5]]



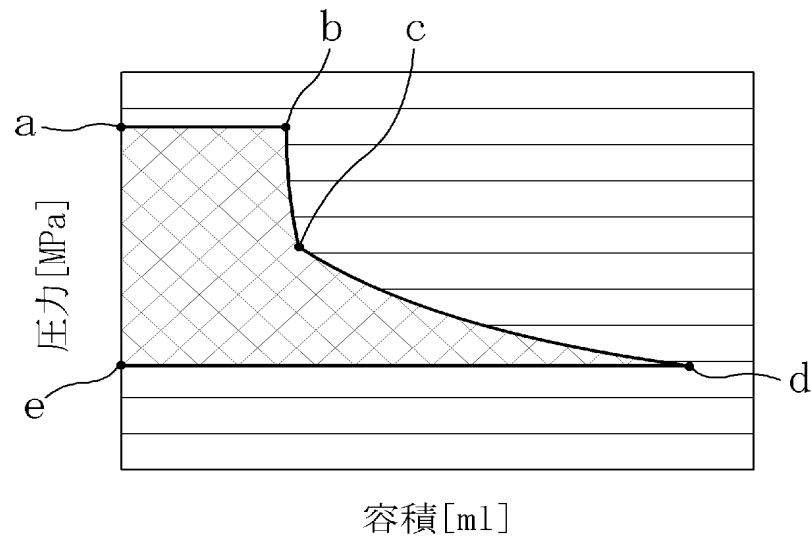
[図6]



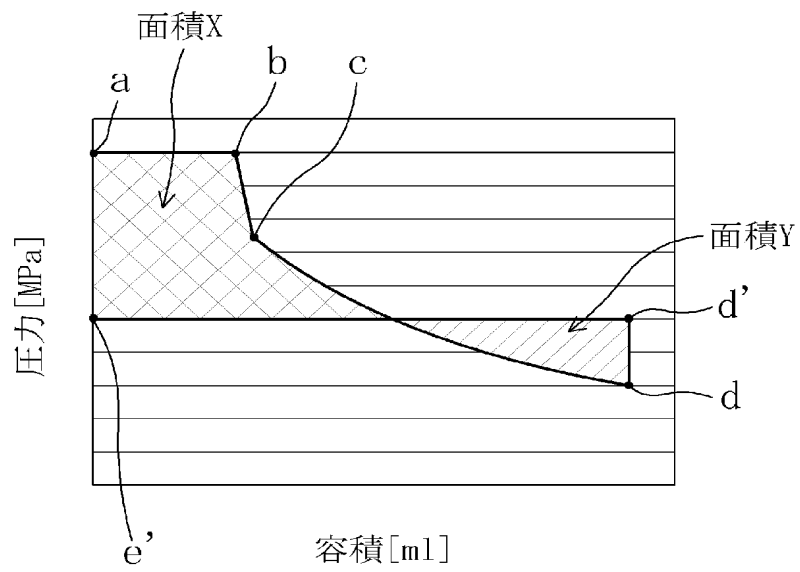
[図7]



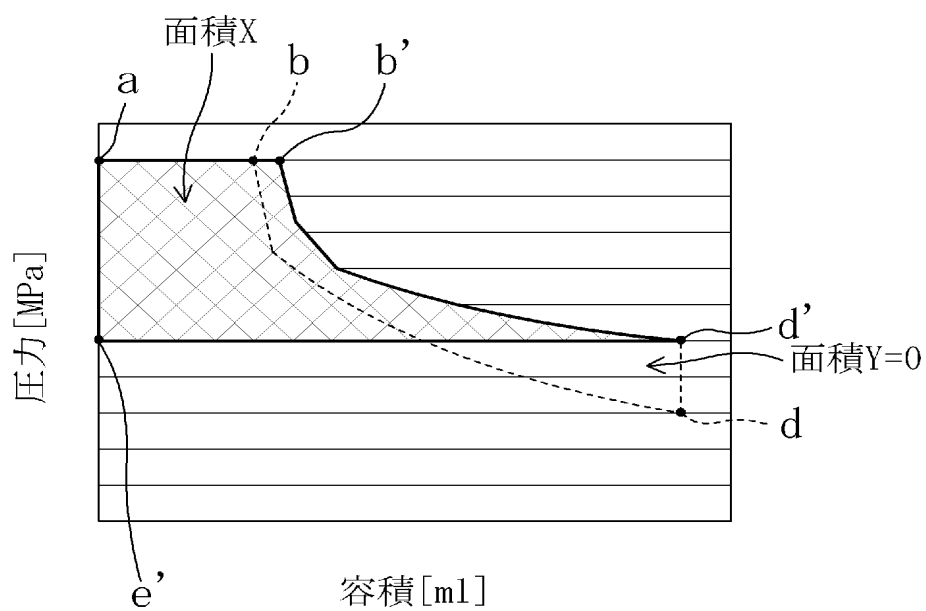
[図8]



[図9]

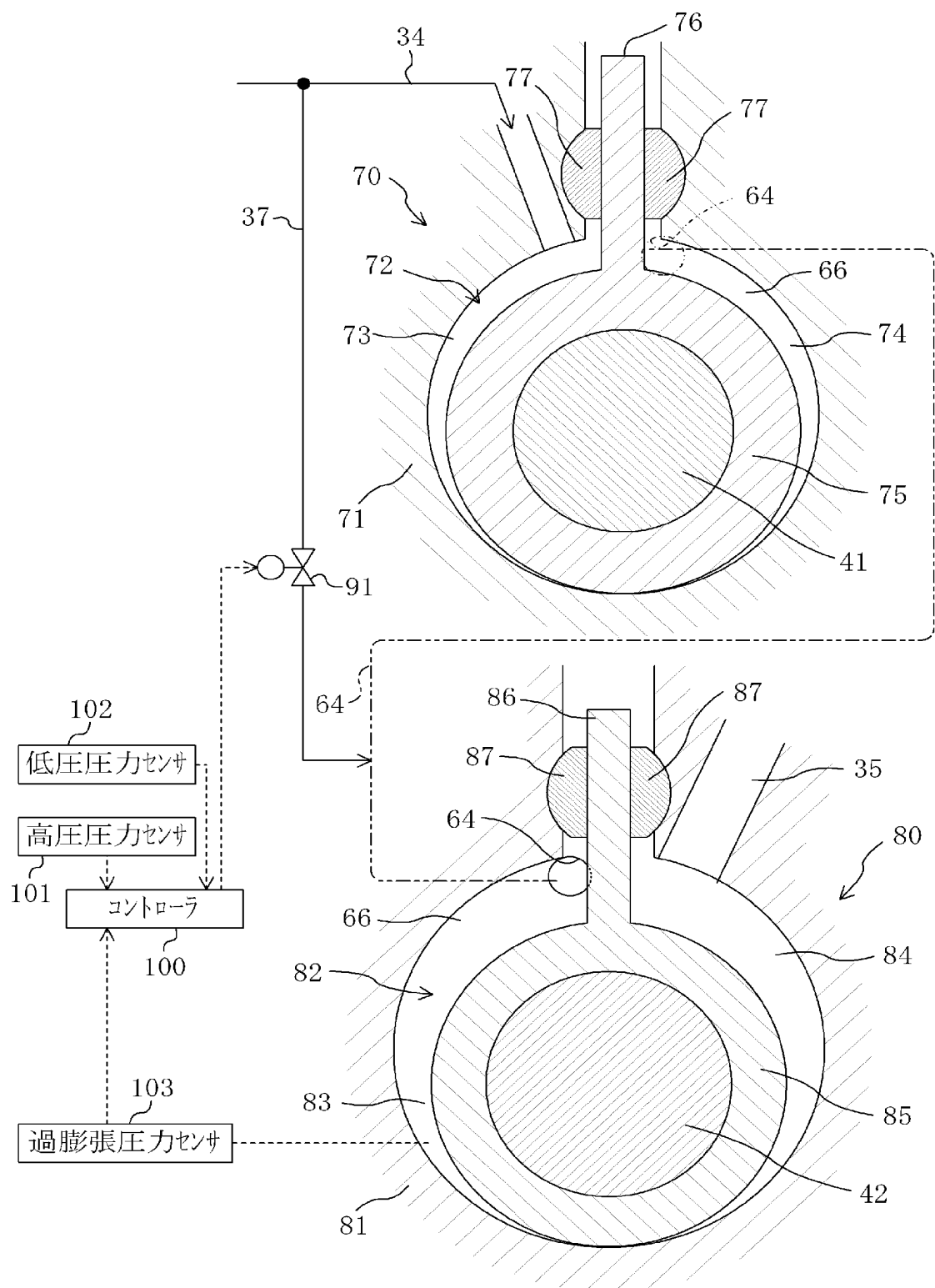


[図10]





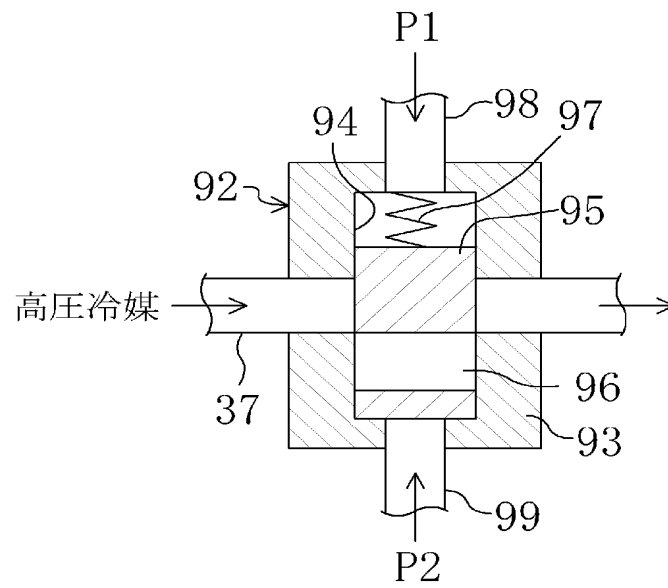
[図11]



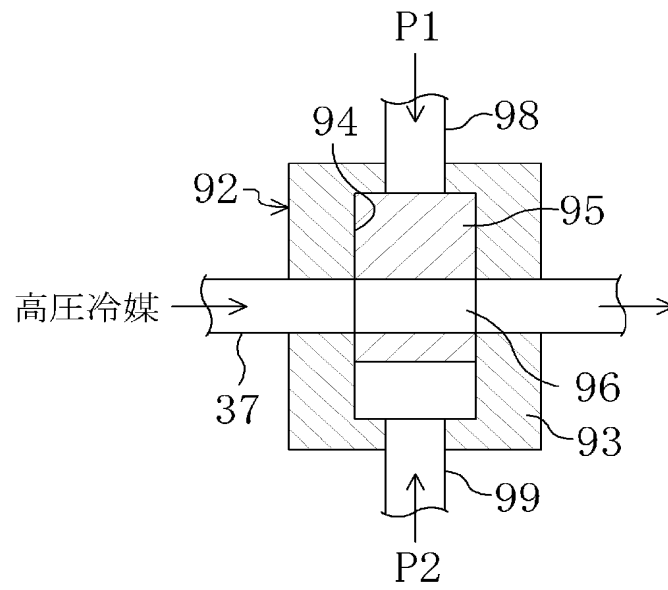


[図13]

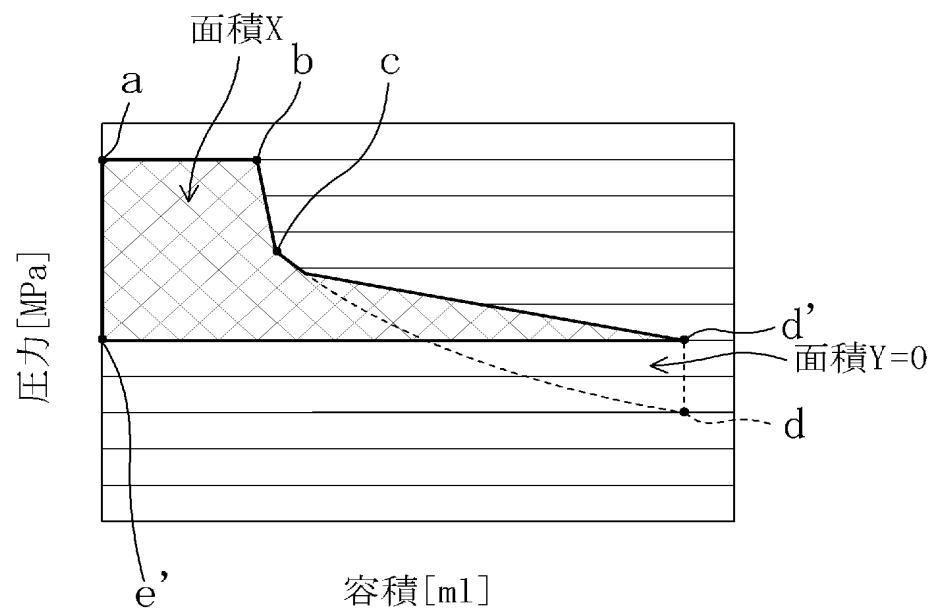
(A)



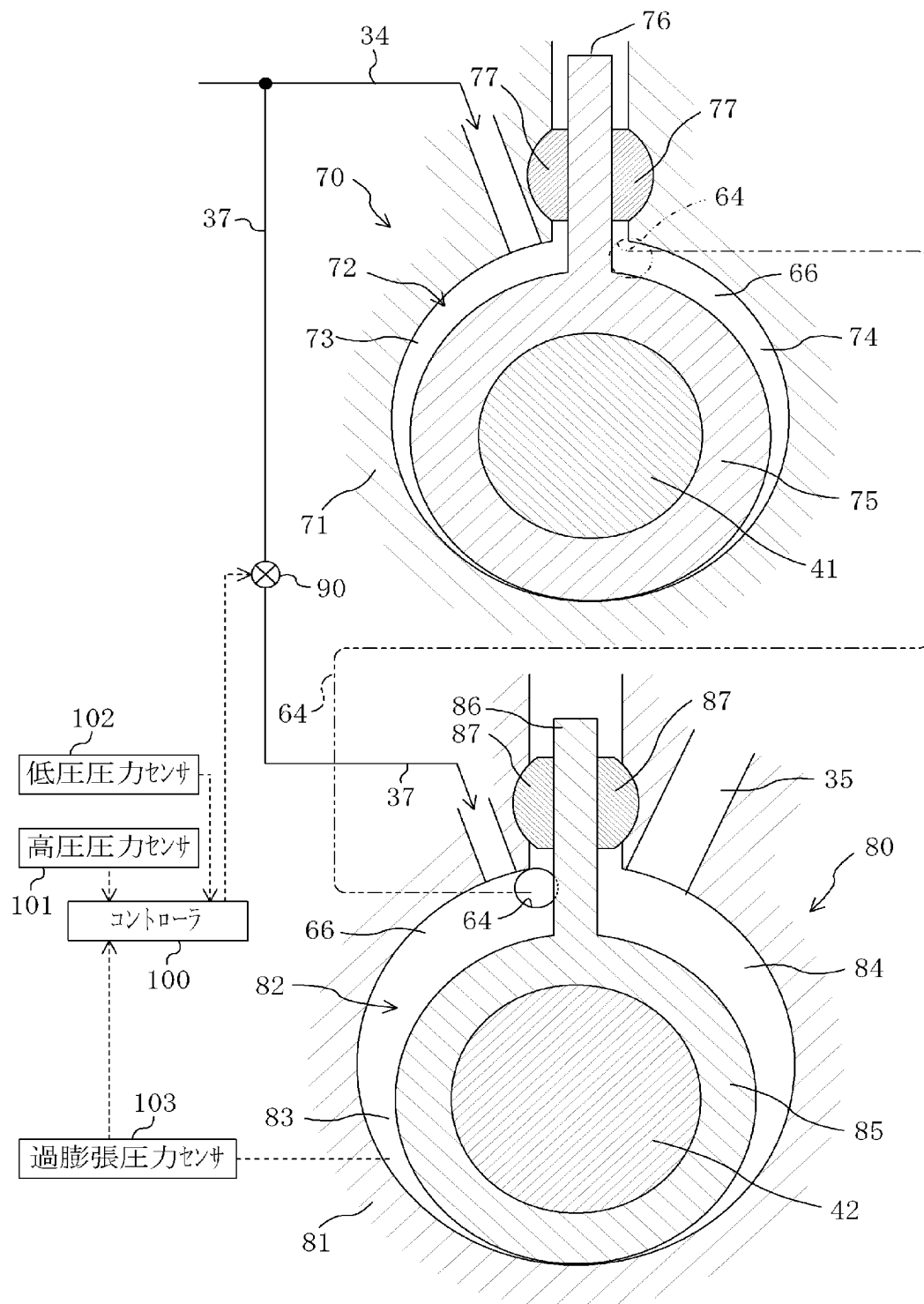
(B)



[図14]



[図15]



## INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2005/003792

## A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

Int.Cl.<sup>7</sup> F01C1/356, 11/00, 13/04, 21/00, F25B11/02

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

## B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

Int.Cl.<sup>7</sup> F01C1/356, 11/00, F04C2/356, 18/356

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Jitsuyo Shinan Koho	1922-1996	Jitsuyo Shinan Toroku Koho	1996-2005
Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1971-2005	Toroku Jitsuyo Shinan Koho	1994-2005

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

## C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
Y A	JP 2004-44569 A (Daikin Industries, Ltd.), 12 February, 2004 (12.02.04), Par. Nos. [0135] to [0148], [0011], [0097], [0121]; Fig. 25 (Family: none)	1, 3-7 2
Y A	Microfilm of the specification and drawings annexed to the request of Japanese Utility Model Application No. 138100/1986 (Laid-open No. 42802/1988) (Kobe Steel, Ltd.), 22 March, 1988 (22.03.88), Full text; all drawings (Family: none)	1, 3-7 2



Further documents are listed in the continuation of Box C.



See patent family annex.

## \* Special categories of cited documents:

"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance

"E" earlier application or patent but published on or after the international filing date

"L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)

"O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means

"P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

"T"

later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention

"X"

document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone

"Y"

document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art

"&amp;"

document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search

13 April, 2005 (13.04.05)

Date of mailing of the international search report

10 May, 2005 (10.05.05)

Name and mailing address of the ISA/  
Japanese Patent Office

Authorized officer

Facsimile No.

Telephone No.

## INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2005/003792

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
Y A	JP 7-217406 A (Hitachi, Ltd.), 15 August, 1995 (15.08.95), Full text; all drawings (Family: none)	1, 3-7 2
Y	Microfilm of the specification and drawings annexed to the request of Japanese Utility Model Application No. 5126/1985 (Laid-open No. 122301/1986) (Nissan Motor Co., Ltd.), 01 August, 1986 (01.08.86), Full text; all drawings (Family: none)	6
A	JP 63-201303 A (Fuji Electric Co., Ltd.), 19 August, 1988 (19.08.88), Page 3, lower right column, line 13; all drawings (Family: none)	5

## A. 発明の属する分野の分類 (国際特許分類 (IPC))

Int.Cl.<sup>7</sup> F01C1/356, 11/00, 13/04, 21/00, F25B11/02

## B. 調査を行った分野

調査を行った最小限資料 (国際特許分類 (IPC))

Int.Cl.<sup>7</sup> F01C1/356, 11/00, F04C2/356, 18/356

最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの

日本国実用新案公報	1922-1996年
日本国公開実用新案公報	1971-2005年
日本国実用新案登録公報	1996-2005年
日本国登録実用新案公報	1994-2005年

国際調査で使用した電子データベース (データベースの名称、調査に使用した用語)

## C. 関連すると認められる文献

引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求の範囲の番号
Y A	JP 2004-44569 A (ダイキン工業株式会社) 2004. 02. 12, 第 135-148 段落、第 0011, 0097, 121 段落、第 25 図 (ファミリーなし)	1, 3-7 2
Y A	日本国実用新案登録出願61-138100号(日本国実用新案登録出願公開 63-42802号)の願書に添付した明細書及び図面の内容を撮影したマ イクロフィルム (株式会社神戸製鋼所), 1988. 03. 22, 全文、全図 (ファミリーなし)	1, 3-7 2

☒ C欄の続きにも文献が列挙されている。☐ パテントファミリーに関する別紙を参照。

## \* 引用文献のカテゴリー

「A」特に関連のある文献ではなく、一般的技術水準を示すもの  
「E」国際出願日前の出願または特許であるが、国際出願日以後に公表されたもの  
「L」優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献 (理由を付す)  
「O」口頭による開示、使用、展示等に言及する文献  
「P」国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願

の日の後に公表された文献

「T」国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの  
「X」特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの  
「Y」特に関連のある文献であって、当該文献と他の1以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの  
「&」同一パテントファミリー文献

国際調査を完了した日

13. 04. 2005

国際調査報告の発送日

10. 5. 2005

国際調査機関の名称及びあて先

日本国特許庁 (ISA/J P)

郵便番号100-8915

東京都千代田区霞が関三丁目4番3号

特許庁審査官 (権限のある職員)

稲葉 大紀

電話番号 03-3581-1101 内線 3395

3T

9820



## C (続き) . 関連すると認められる文献

引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求の範囲の番号
Y A	JP 7-217406 A (株式会社日立製作所) 1995. 08. 15, 全文、全図 (ファミリーなし)	1, 3-7 2
Y	日本国実用新案登録出願 60-5126 号(日本国実用新案登録出願公開 61-122301 号)の願書に添付した明細書及び図面の内容を撮影したマ イクロフィルム (日産自動車株式会社) , 1986. 08. 01, 全文、全図 (ファミリーなし)	6
A	JP 63-201303 A (富士電機株式会社) 1988. 08. 19, 第 3 頁右下欄 13 行、全図 (ファミリーなし)	5